

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Saša Arsoski

Zagreb, 2013.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

DIPLOMSKI RAD

Mentor:

doc. dr. sc. Danijel

Pavković

Student:

Saša Arsoski

Zagreb, 2013.

*Izjavljujem da sam samostalno izradio ovaj rad,
koristeći znanja koja sam stekao tijekom studiranja i
pomoću navedene literature.*

*Zahvaljujem se svom mentoru, doc. dr. sc.
Danijelu Pavkoviću, na korisnim savjetima,
primjedbama i pomoći prilikom pisanja ovog
rada, te što je bio na raspolaganju u svakom
trenutku, kada je to bilo potrebno.*

*Zahvaljujem svima koji su na bilo koji način
pomogli i pružili podršku s ciljem da se ovaj rad
realizira.*

*Naposljetku, najveću zahvalu upućujem svo-
jim roditeljima zbog nesebične podrške i razumi-
jevanja.*

Saša Arsoski



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomske ispite
Povjerenstvo za diplomske ispite studija strojarstva za smjerove:
proizvodno inženjerstvo, računalno inženjerstvo, industrijsko inženjerstvo i menadžment, inženjerstvo
materijala i mehatronika i robotika

Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje	
Datum	Prilog
Klasa:	
Ur.broj:	

DIPLOMSKI ZADATAK

Student: **Saša Arsoski**

Mat. br.: 0035163124

Naslov rada na
hrvatskom jeziku: **Mehatronički sustavi za naftno bušenje**

Naslov rada na
engleskom jeziku: **Petroleum Drilling Mechatronic Systems**

Opis zadatka:

U uvjetima povećane potražnje nafte i plina, uvođenje tehnoloških inovacija kojima se može poboljšati učinkovitost i ekonomičnost procesa istraživanja i proizvodnje navedenih strateških energenata dobiva sve više na značaju, pri čemu su od naročite važnosti mehatronički sustavi za naftno bušenje i pripadajući sustavi regulacije i nadzora. U radu je potrebno:

1. Napraviti pregled mehatroničkih sustava za naftno bušenje, s posebnim osvrtom na servopogon naftnog bušnog vretena, servopogon i kočioni sustav dizalice bušnog vretena, aktivne i instrumentirane alate za bušenje, automatizirane sustave dodavanja i pričvršćivanja bušnih cijevi, te sustave nadzora rada bušnog pogona.
2. Analizirati mehatroničke sustave naftnog bušenja i predložiti rješenja sustava regulacije, procjene ključnih dinamičkih varijabli i dijagnostike s ciljem poboljšanja dinamičkih svojstava (na primjer, aktivnog prigušenja vibracija i poboljšanja kvalitete vođenja), imajući u vidu postojeće stanje tehnike.
3. Predložiti načelna rješenja integracije pojedinih mehatroničkih sustava za naftno bušenje u jedinstveni sustav automatiziranog naftnog bušenja, te ih usporediti s obzirom na potencijal poboljšanja kvalitete procesa bušenja i jednostavnost izvedbe.

U radu je, također, potrebno navesti korištenu literaturu i eventualno dobivenu pomoć.

Zadatak zadan:

Rok predaje rada:

Predviđeni datum obrane:


6. prosinca 2012.

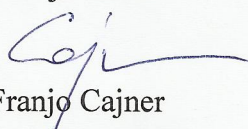
7. veljače 2013.

13. - 15. veljače 2013.

Zadatak zadao:

Predsjednik Povjerenstva:


Doc. dr. sc. Danijel Pavković


Prof. dr. sc. Franjo Cajner

SADRŽAJ

Sadržaj	I
Popis slika	II
Popis oznaka	V
Sažetak rada	IX
1. UVOD	1
2. MEHATRONIČKI SUSTAVI ZA NAFTNO BUŠENJE	5
2.1. Shematski prikaz naftnog bušaćeg postrojenja	5
2.2. Isplačni sustav	9
2.3. Servopogon bušnog vretena	14
2.4. Servopogon i kočioni sustav dizalice bušnog vretena	24
2.5. Aktivni i instrumentirani alati za bušenje	30
2.5.1. Aktivni alati za bušenje	31
2.5.2. Instrumentirani alati za bušenje	36
2.6. Automatizirani sustavi dodavanja i pričvršćivanja bušnih cijevi	39
2.7. Sustavi nadzora rada bušnog pogona	48
3. REGULACIJA SUSTAVA NAFTNOG BUŠENJA	51
3.1. Aktivno prigušenje vibracija	56
3.2. Regulacija isplačnog sustava	71

3.3. Upravljanje kočionim sustavom dizalice bušnog vretena	76
3.4. Upravljanje automatiziranim manipulatorima za dodavanje i prič- vršćivanje bušnih cijevi	83
4. AUTOMATIZIRANI SUSTAV NAFTNOG BUŠENJA	90
4.1. Prva etapa: rad sustava za bušenje	93
4.2. Druga etapa: rad perifernog sustava	100
5. ZAKLJUČAK	104
6. LITERATURA	108

POPIS SLIKA

2.1. Klasična strukturna shema bušaćeg postrojenja	6
2.2. Funkcionalna shema bušaćeg postrojenja	7
2.3. Primjeri isplačnih crpki za cirkulaciju bušne isplake	9
2.4. Shematski prikaz rada cilindarske crpke: a) jednoradna ; b) dvo- radna c) dvocilindarska izvedba d) trocilindarska izvedba	11
2.5. Volumenske crpke: a) zupčasta s vanjskim ozubljenjem ; b) zup- časta sa zupčastim prstenom ; c) vijčana ; d) krilna	12
2.6. Dinamička centrifugalna crpka	13
2.7. Vršni pogoni	15
2.8. Primjer vršnog elektromotornog servopogona, tvrtka <i>Tesco</i>	16
2.9. Vršni pogoni: a) Vršni pogon na bušaćim tornjevima; b) Prijenosni vršni pogon; c) Modularni vršni pogon	19
2.10. a) <i>LEWCO DirectDrive</i> vršni pogon; b) Prikaz protoka fluida kroz provrt u osovini motora	21
2.11. Izravni sporohodni motor	22
2.12. Primjer bušaće dizalice	24
2.13. Shematski prikaz koloturnog sustava	25
2.14. Primjer tarne kočnice pojasnog tipa	26
2.15. Primjer tarne kočnice čeljusnog tipa; disk-kočnica	27
2.16. Primjer elektromotornog servopogona bušaće dizalice	29
2.17. Režimi rada servopogona	30
2.18. Radijalno bušenje; <i>RadcanEnergyService</i>	32
2.19. Radijalno bušenje; konačni oblik bušotine	33

2.20. Automatizirani bušaći sustav sa funkcijom samo-korekcije	36
2.21. <i>SDVL</i> sustav	37
2.22. <i>DataBit</i> senzor	38
2.23. Primjer automatiziranog manipulatora na podištu bušačeg postrojenja; <i>AkerSolutions</i>	39
2.24. Automatizirani manipulator na podištu bušačeg postrojenja; <i>Eckel</i>	40
2.25. Multifunkcionalni automatizirani manipulator; <i>AkerSolutions</i>	42
2.26. RRR; Revolutna struktura industrijskog robota	43
2.27. Automatizirani manipulator na bušačem tornju; <i>WeatherFord</i>	44
2.28. Automatizirani vertikalni sustav za manipulaciju bušačim cijevima; <i>AkerSolutions</i>	45
2.29. Automatizirani manipulator nižeg stupnja; <i>AkerSolutions</i>	47
2.30. Automatizirani otpremač bušačkih cijevi; <i>AkerSolutions</i>	47
2.31. <i>DrillView</i> sustav nadzora; <i>AkerSolutions</i>	48
2.32. Vizijski sustav u bušačim postrojenjima (CCTV); <i>AkerSolutions</i>	50
2.33. Kontrolne sobe; <i>AkerSolutions</i>	50
3.1. a) <i>Coulomb – ov</i> model b) <i>Stribeck – ov</i> model c) <i>Karnopp – ov</i> klasični model d) <i>Karnopp – ov</i> modificirani model	55
3.2. Principna shema pretpostavljenog dvomasenog sustava	56
3.3. a) <i>Coulomb – ov</i> model b) <i>Stribeck – ov</i> model c) <i>Karnopp – ov</i> model	63
3.4. Kompletni model regulacije brzine vrtnje bušnog vretena prema [14]	64
3.5. Principna shema modela bušnog vretena iz aspekta regulacije sile nasjedanja prema [15]	69
3.6. Model dlijeta pogonjenog energijom isplake	73
3.7. Model dlijeta pogonjenog energijom isplake	74
3.8. a) Model pojasne kočnice ; b) Sustav sa implementiranim cilindrom	77
3.9. Pneumatski proporcionalni tlačni regulator	78
3.10. Proporcionalni servoventil	79

3.11. Prikaz sustava za upravljanje i regulaciju dizalice bušnog vretena prema [24]	81
3.12. Prikaz sustava za upravljanje i regulaciju dizalice bušnog vretena prema [25]	82
3.13. Izometrijski prikaz manipulatora i pripadajućih odnosa veličina iz izraza (3.37)	84
3.14. Prikaz dvosegmentne planarne robotske strukture	87
3.15. Pretpostavljeno kretanje automatiziranog manipulatora za asisti- ranje u procesu bušenja	88
3.16. Kaskadna regulacijska petlja položaja zgloba robota s regulacijom pozicije i brzine vrtnje istosmjernog motora [23]	89
4.1. Funkcionalna shema sustava automatiziranog naftnog bušenja . .	92
4.2. Funkcionalna shema sustava u prvoj etapi	93
4.3. Ponašanje bušnog vretena i posljedice uslijed prisutnih vibracija .	97
4.4. Funkcionalna shema sustava u drugoj etapi	101

Popis oznaka

A	karakteristični polinom
A_c	površina klipa cilindra
$\Delta\alpha$	torzijski kut, kut uvijanja
α_1	torzijski kut na strani pogona
α_2	torzijski kut na strani alata
c	torzijska krutost bušnog vretena
$C(q, \dot{q})$	matrica <i>Coriolis – ovih</i> i centrifugalnih članova
d	prigušenje bušnog vretena
D_1, \dots, D_n	karakteristični odnosi optimuma prigušenja
D_{2o}, \dots, D_{no}	karakteristični omjeri <i>Luenberger – ovog</i> estimatora
D_{bu}	promjer bubnja na koji je namotano uže
d_{ds}	prigušenje bušnog vretena
d_{ekv}	ekvivalentno prigušenje užadi
D_k	promjer kočnog bubnja
d_{pod}	prigušenje podloge
δ	empirijski koeficijent
e	estimacijska pogreška
η_P	ukupni stupanj korisnog djelovanja isplaćne crpke
F_1	sila natezanja pojasa na kraju gdje je fiksno učvršćen
F_2	sila natezanja pojasa na pokretnom kraju pojasa
F_C	iznos sile <i>Coulomb – ovog</i> trenja
F_{ds}	sila bušnog vretena
F_{ekv}	sila u užadi
F_N	sila normale na dodirnu površinu
F_{pod}	sila podloge
F_S	iznos sile <i>Striebeck – ovog</i> trenja
F_{tr}	sila trenja
F_{ueta}	sila u čeličnom užetu prema bubnju
G	oznaka za prijenosnu funkciju

g	gravitacijska sila
I	nazivna struja armature elektromotornog servopogona
i	ulazna struja servoventila
I_{l_1}	inercija jednog kraka ruke automatiziranog manipulatora
I_{l_2}	inercija drugog kraka ruke automatiziranog manipulatora
i_R	referentna vrijednost struje
J_1	inercija pogona bušnog vretena
J_2	inercija na strani alata
K	pojačanje estimatora, <i>Kalman</i> – <i>ov</i> filter
k	koeficijent pojačanja servoventila
K_{1e}, K_{2e}, K_{3e}	pojačanja <i>Luenberger</i> – <i>ovog</i> estimatora
K_D	pojačanje derivacijskog člana
k_{ds}	krutost bušnog vretena
k_{ekv}	ekvivalentni koeficijent krutosti užadi
K_I	pojačanje integralnog člana
K_m	pojačanje povratne veze zakretnog momenta bušenja PIm regulatora
k_{pod}	krutost podloge, stijene
K_P	pojačanje proporcionalnog člana
K_p	pojačanje ventila
K_R	pojačanje proporcionalne komponente PIm regulatora
l_1	duljina jednog kraka ruke automatiziranog manipulatora
l_2	duljina drugog kraka ruke automatiziranog manipulatora
$M(q)$	pozitivno definitna simetrična inercijaska matrica mehaničkog sustava dimenzija $n \times n$
m_1	inercija bubnja skalirana na ekvivalentnu masu
m_2	masa na strani vršnog pogona
m_3	masa na strani alata
m_{l_1}	masa jednog kraka ruke automatiziranog manipulatora
m_{l_2}	masa drugog kraka ruke automatiziranog manipulatora
M_C	statičko trenje zakretnog momenta prema <i>Coulomb</i> – <i>u</i>

m_{f1}	moment trenja pogona
m_{f2}	moment trenja dlijeta
m_R	moment motora
M_S	statičko trenje zakretnog momenta prema <i>Stribeck</i> – u
μ	koeficijent trenja
ν_S	iznos <i>Stribeck</i> – <i>ove</i> brzine
ω_1	brzina vrtnje motora
ω_2	brzina vrtnje dlijeta
Ω	prirodna rezonancijska frekvencija
Ω_0	prirodna rezonancijska frekvencija na strani motora
Ω_{01}	prirodna rezonancijska frekvencija na strani motora kada je dlijeto blokirano
Ω_{02}	prirodna rezonancijska frekvencija na strani alata
$\hat{\Omega}$	estimirana prirodna frekvencija
ω_n	vlastita frekvencija servoventila
ω_R	referentna vrijednost brzine vrtnje
P	parametar estimacijske pogreške
P_P	snaga isplachne crpke
Δp_P	prirat tlaka u crpki
Q	željena estimacija parametara perturbacija
q	vektor unutrašnjih poopćenih koordinata
\dot{q}	vektor unutrašnjih poopćenih brzina
\ddot{q}	vektor unutrašnjih poopćenih akceleracija
\bar{q}	odstupanje od referentnog položaja
q_d	željeno referentno stanje
Q_{ip}	protok isplachnog fluida
Q_k	težina tereta na buščoj kuki, na koloturnom sustavu
Q_p	potreban protok u cilindru prilikom koćenja
R	varijanca šuma mjerenja koja se podešava na vrijednost 1
$r_E M$	oznaka za frekvencijski odnos
s	<i>Laplace</i> – <i>ov</i> operator

τ	vektor vanjskih sila i momenata
T_e	karakteristična vremenska konstanta sustava
T_{eo}	ekvivalentna vremenska konstanta <i>Luenberger – ovog</i> estimatora
T_I	integralna vremenska konstanta
T_p	proporcionalna vremenska konstanta
T_{par}	parazitska vremenska konstanta
θ_1	zakretni kut jednog kraka ruke automatiziranog manipulatora
θ_2	zakretni kut drugog kraka ruke automatiziranog manipulatora
U	nazivni napon elektromotornog servopogona
v_2	brzina na strani vršnog pogona
v_{al}	brzina na strani alata
v_{bp}	brzina na kraju poluge kojoj upravlja operater
x_2	pomak vršnog pogona
x_{al}	pomak alata
x_{pod}	pomak podloge
y	oznaka za izlaznu vrijednost
y_R	oznaka za ulaznu, referentnu vrijednost
y_u	pozicija servoventila
ζ_n	koeficijent prigušenja servoventila

SAŽETAK RADA

U ovom radu napravljen je pregled mehatroničkih sustava aktivnog bušenja za primjene u naftnom bušenju, što uključuje i pripadajuće sustave regulacije i nadzora. Rad je podijeljen na tri segmenta: (i) pregled mehatroničkih sustava za naftno bušenje, (ii) analizu posebitosti pojedinih mehatroničkih sustava naftnog bušenja, te (iii) opis potencijalnih rješenja integracije pojedinih mehatroničkih sustava za naftno bušenje u jedinstveni sustav automatiziranog naftnog bušenja.

Pregled mehatroničkih sustava za naftno bušenje započinje servopogonima naftnog bušnog vretena, s posebnim osvrtom na modele pogonskog segmenta bušnog vretena, te se potom prelazi na karakteristične elektromotorne servopogone i kočioni sustav dizalice bušnog vretena, aktivne i instrumentirane alate za bušenje, automatizirane sustave dodavanja i pričvršćivanja bušnih cijevi, te sustave nadzora rada bušnog pogona.

Analiza mehatroničkih sustava naftnog bušenja sadrži pregled sustava regulacije i procjene ključnih dinamičkih varijabli, te dijagnostike s ciljem poboljšanja dinamičkih svojstava navedenih servosustava u radu. Budući da bušaće postrojenje predstavlja složenu mehatroničku strukturu, analiziraju se ključni dinamički efekti pojedinih podsustava bušaćeg postrojenja, odnosno servopogona bušnog vretena, pogona dizalice, te pogon isplaćnog sustava, a koji predstavljaju integriranu i koordiniranu cjelinu u tehnološkom procesu

bušenja.

U završnom segmentu rada dan je osvrt na idejna rješenja pomoću kojih se može provesti integracija navedenih mehatroničkih podsustava u jedinstveni sustav automatiziranog naftnog bušenja, na temelju čega se provodi usporedba predloženih rješenja s obzirom na potencijal poboljšanja kvalitete procesa bušenja i jednostavnost izvedbe.

1. UVOD

Bušenje ili bušači radovi su operacije koje se izvode u granama gospodarstva kao što su rudarstvo, naftno rudarstvo, geotehnika, geološko inženjerstvo i građevinstvo. Pojam bušenja je definiran kao dosezanje određene točke u podzemlju (prodiranjem kroz površinu Zemljine kore), s ciljem dosezanja određene dubine. Pojam bušotine je definiran kao rudarski objekt koji ima okrugli presjek izrađen u litosferi bez prisustva čovjeka u njoj.

Budući da na proces bušenja utječe velik broj parametara, oni se mogu grupirati u tri glavne skupine [1]:

1. GEOLOŠKI PARAMETRI su skupina parametara koji su uzrok eventualnih odstupanja putanje osi bušotine od gravitacijske vertikalne ili projektom zadane putanje (prostorna zakrivljenost; bušotina u svom krajnjem obliku uvijek ima oblik "nepravilne" prostorne krivulje).
2. TEHNIČKI PARAMETRI koji također utječu na odstupanje osi bušotine od zadane putanje, a ovise o određenim tehničkim sredstvima (postrojenje i alati) koje izvođač radova ima na raspolaganju.

3. TEHNLOŠKI PARAMETRI predstavljaju parametre koji utječu na kvalitetu izrade bušotine, odnosno na iznose odstupanja putanje bušotine od zadane putanje.

Postupak bušenja i formiranja bušotine je velikim dijelom realiziran uz pomoć kompleksnog pogona koji se naziva bušaće postrojenje. Budući da je ovaj rad fokusiran na bušaće postrojenje, te potencijalnim integracijama mehatroničkih komponenti (podsustava) u jedinstveni sustav automatiziranog bušenja, u radu se analiziraju tehnički i tehnološki parametri procesa bušenja u kontekstu pojedinih mehatroničkih sustava i cjelokupnog automatskog sustava bušenja.

Kao prvi i nužni korak u procesu integracije bušaćih pogona u jedinstveni sustav automatskog bušenja, u drugom poglavlju je napravljen kritički osvrt na potrebnu opremu i pogone za bušenje, te opremu za pomoćne radnje. Ovdje je uključen opis isplačnog sustava i različitih koncepata isplačnih crpki, uključujući njihove karakteristike. Nakon pregleda isplačnih crpki, dan je detaljan opis izvedbi vršnog elektromotornog pogona bušnog vretena (eng. *Top Drive*), a koje uključuju klasični pogon s reduktorom (eng. *Geared Drive*) i moderne izravne pogone bez reduktora (eng. *Direct Drive*). Pregled opreme se nastavlja kroz opis elektromotornog servopogona dizalice bušnog vretena i pripadajućeg sustava mehaničke kočnice. Nadalje, opisuju se specijalizirani mehatronički sustavi na strani bušaćih alata, s posebnim naglaskom na aktivne i instrumentirane alate. Aktivni alati će biti opisani kroz primjer horizontalnog bu-

šenja i turbinskih bušilica sa funkcijom samokorekcije putanje. U pogledu instrumentiranih alata, naglasak je dan na specijalizirane senzore u alatima za potrebe praćenja i dijagnostike procesa bušenja. Konačno, napravljen je osvrt na automatizirane manipulatore za asistiranje u procesu bušenju u smislu manipulacije bušnih cijevi (dodavanje, mijenjanje orijentacije i pozicije bušne cijevi, zavrtnanje bušne cijevi u bušnu kolonu), te sustava za nadzor i dijagnostiku procesa bušenja, kao što su napredni sustavi računalne vizije.

Treće poglavlje sadrži pregled pristupa upravljanja i regulacije pojedinih mehatroničkih podsustava, opisanih u prethodnom poglavlju. Pritom je poseban osvrt dan na elektromotorni pogon naftnog bušnog vretena, kojeg karakteriziraju izuzetno izraženo trenje i elastičnost u radnom mehanizmu, te projektiranju adekvatnog regulacijskog sustava za postizanje bolje kvalitete upravljanja procesom naftnog bušenja kroz aktivno gušenje torzijskih vibracija. Također se opisuju i alternativni pristupi aktivnom prigušenju vibracija kroz posrednu regulacijutorzijskog momenta variranjem sile nasjedanja. U nastavku poglavlja dan je pregled koncepata upravljanja i regulacije isplačnog sustava (kroz regulaciju isplačnih crpki), te upravljanje i regulaciju automatiziranih manipulatora, koji će se razmatrati kao posebna klasa industrijskih robota.

U četvrtom poglavlju predstavlja se hipotetski model potpuno automatiziranog sustava bušenja, sastavljen od ranije opisanih mehatroničkih podsustava, pri čemu se razmatraju dva segmenta bušaćeg postrojenja: (i) glavni sustav za automatsko bušenje i (ii) pomoćni

sustav za dodavanje i manipulaciju bušnih cijevi, te njihova međusobna koordinacija. Na temelju predloženih modela automatiziranog sustava bušenja napraviti će se kvalitativna analiza mogućnosti poboljšanja kvalitete bušenja, te jednostavnosti izvedbe navedenih rješenja.

2. MEHATRONIČKI SUSTAVI ZA NAFTNO BUŠENJE

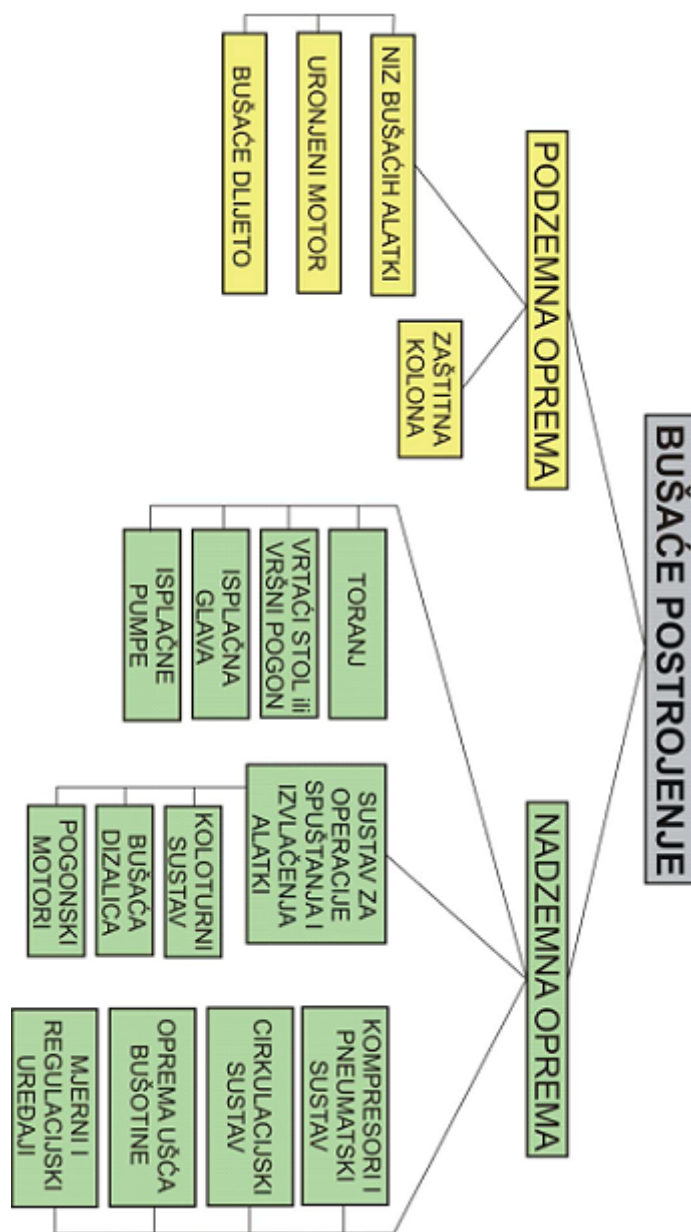
Bušaće postrojenje predstavlja kompleksnu strukturu koja se sastoji od zasebnih, ali međusobno povezanih mehaničkih, pneumat-
skih, hidrauličkih, elektronskih i električkih sklopova, mehanizama,
uređaja, agregata i sustava. Proces bušenja predstavlja niz zaseb-
nih ili ponavljajućih operacija koje se obavljaju u određenom re-
doslijedu. Usklađenost i kompatibilnost cijelog pogona je definirana
kroz tehnološke i tehničke parametre, te se sa stanjem pogona može
manipulirati. Kako bi se smanjio utjecaj čovjeka na zadatke u odre-
đenim segmentima pogona, teži se uvođenjem mehatroničkih pod-
sustava na pojedine komponente, kako bi konačni rezultat što manje
odstupao od projektom zamišljenog cilja.

2.1. Shematski prikaz naftnog bušaćeg postrojenja

Kada bi se kompletno bušaće postrojenje raščanilo kategorički,
prikaz kompletnog sustava bi se mogao prikazati na dva načina [1]:

1. KLASIČNA STRUKTURNA SHEMA BUŠAĆEG POSTROJENJA

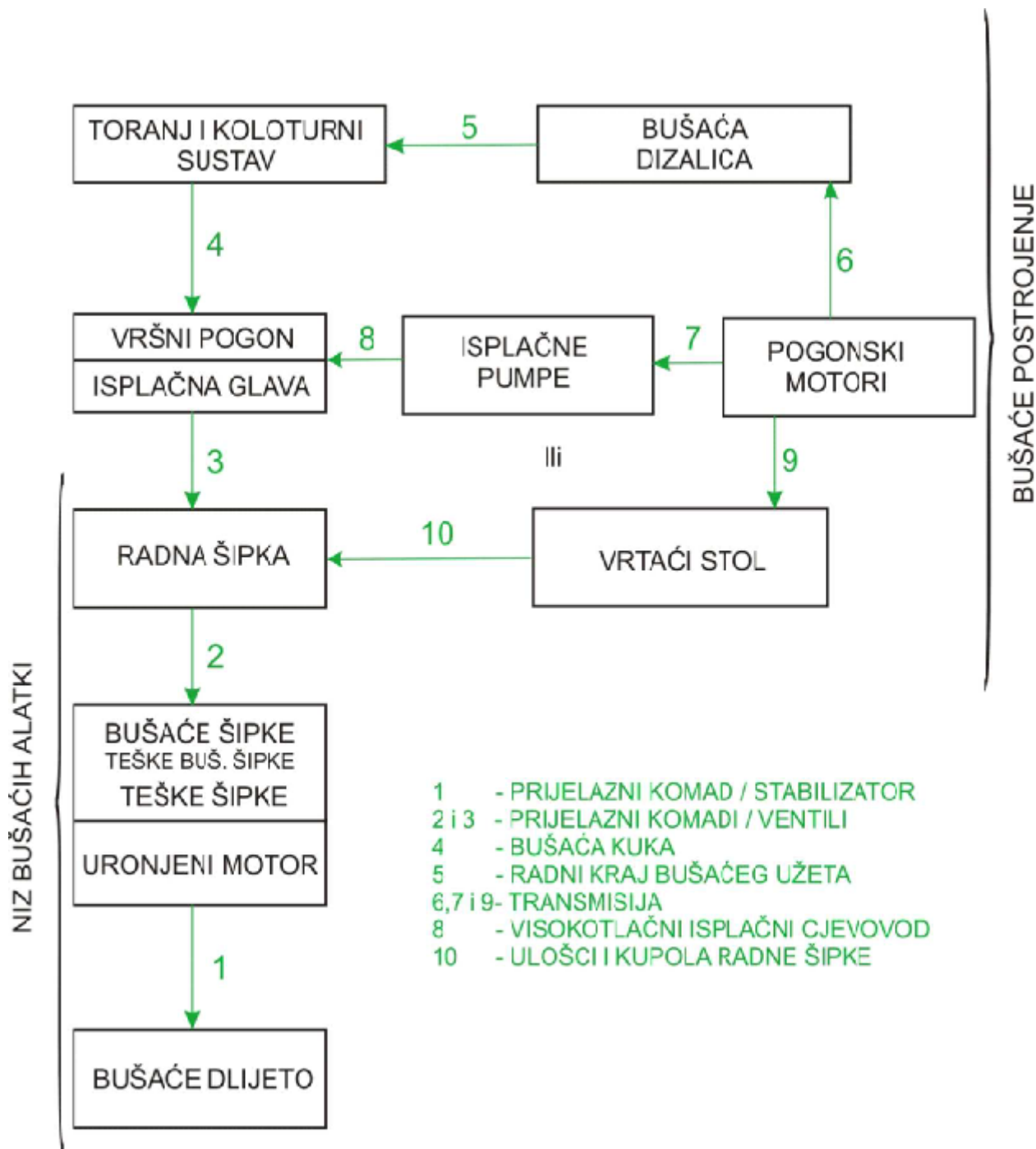
- razmatranje bušaćeg postrojenja s obzirom na nadzemne i podzemne sklopove (s obzirom na strukturu opreme); shema je prikazana Slikom 2.1:



Slika 2.1: Klasična strukturna shema bušaćeg postrojenja

2. FUNKCIONALNA SHEMA BUŠAČEG POSTROJENJA

- prikaz i razmatranje povezanosti pojedinih sklopova; shema je prikazana Slikom 2.2



Slika 2.2: Funkcionalna shema bušaćeg postrojenja

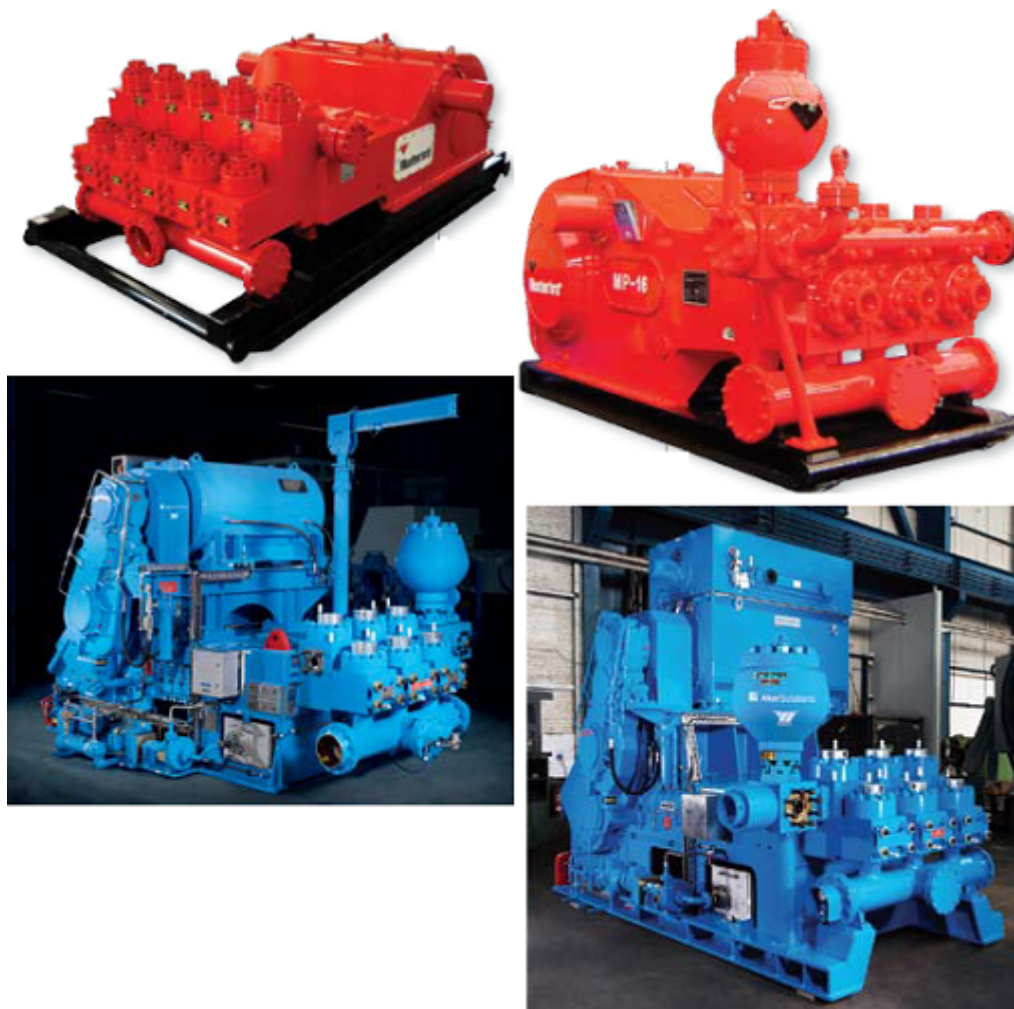
Kao što je vidljivo iz prikazanih shemi, kompletni sustav je povezan. Pogonski motori pokreću aktuatore u obliku bušaće dizalice, isplachnih crpki i vrtaćeg stola. Aktuatori koji su izvršne komponente, raščlanjeni u tri neovisne grane, prenose svoje gibanje na druge elemente koji su u nastavku sustava međusobno povezani (ali ne moraju biti). Drugim riječima, vrtaći stol prenosi gibanje na radnu šipku, dok se bušaća dizalica, koja nije povezana sa vrtaćim stolom, također spaja i utječe na gibanje radne šipke. Složenost bušaćeg postrojenja se može prikazati navedenim primjerom, a očituje se u usklađivanju pojedinih neovisnih aktuatora kako bi se postiglo željeno gibanje istog objekta upravljanja, te samim time regulirao cijeli sustav.

Kao što je vidljivo na Slici [2.1](#), bušaće postrojenje se dijeli na nadzemno postrojenje i podzemno postrojenje, s obzirom na strukturu opreme. U nadzemnom dijelu postrojenja se nalazi veći dio opreme, tj. nadzemno bušaće postrojenje predstavlja većinu kompletnog bušaćeg postrojenja. Nadzemno postrojenje obuhvaća pogon cijelog sustava (bušaće dizalice, vrtaći stolovi, isplachne crpke, pogonske dieselske motore), te se na nadzemnom dijelu nalaze sve upravljačke jedinice, vrši se dijagnostika i prati se proces. Neke od komponenti nisu prilagođene upravljanju pomoću senzora i regulatora, poput tornja, sustava koloturja, transmisije (lančani i remenski prijenos) i slično, ali se ne smije zanemariti činjenica da, iako se neće razmatrati utjecaj na konstrukcijske i statične komponente, one itekako utječu na kompletan proces bušenja. Svaka komponenta bušaćeg postrojenja

ima svoju zadaću koja je bitna za cjelokupan proces.

2.2. Isplačni sustav

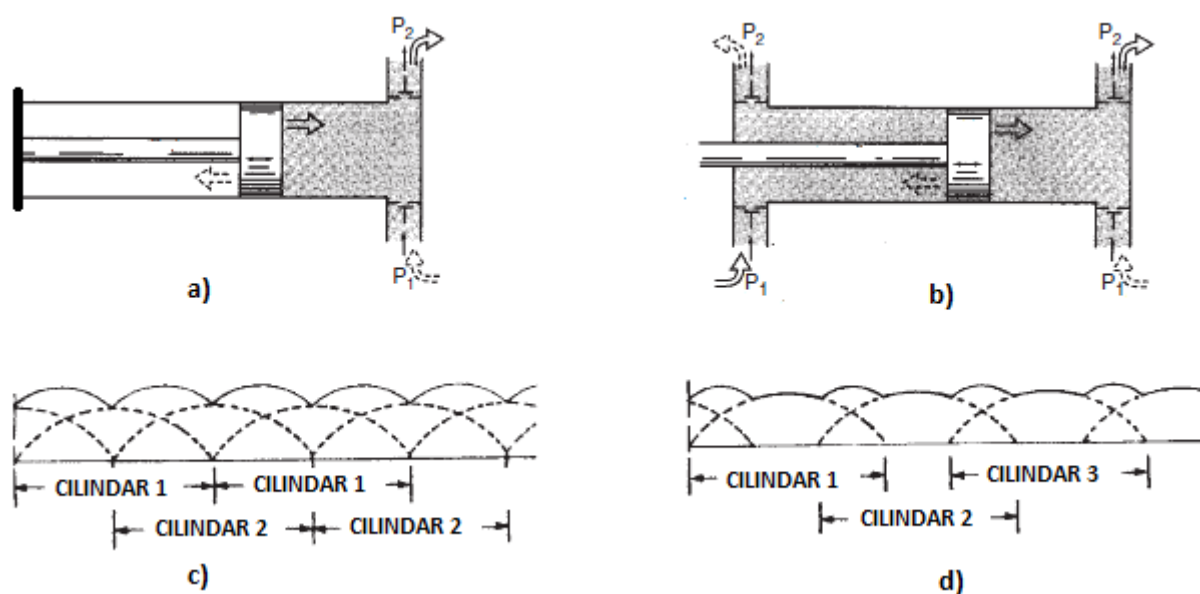
Razmatranje će se započeti sa podsustavom koji se odnosi na protok fluida (isplačni sustav) u bušačem postrojenju. Logičkim redoslijedom, prvo je dan pregled isplačnih crpki. Isplačne crpke, prikazane Slikom 2.3 pretvaraju energiju goriva ili električnu energiju pogonskog motora u hidrauličku energiju protoka isplačne kapljevine i predstavljaju ključni dio sustava za optok isplake [1].



Slika 2.3: Primjeri isplačnih crpki za cirkulaciju bušne isplake

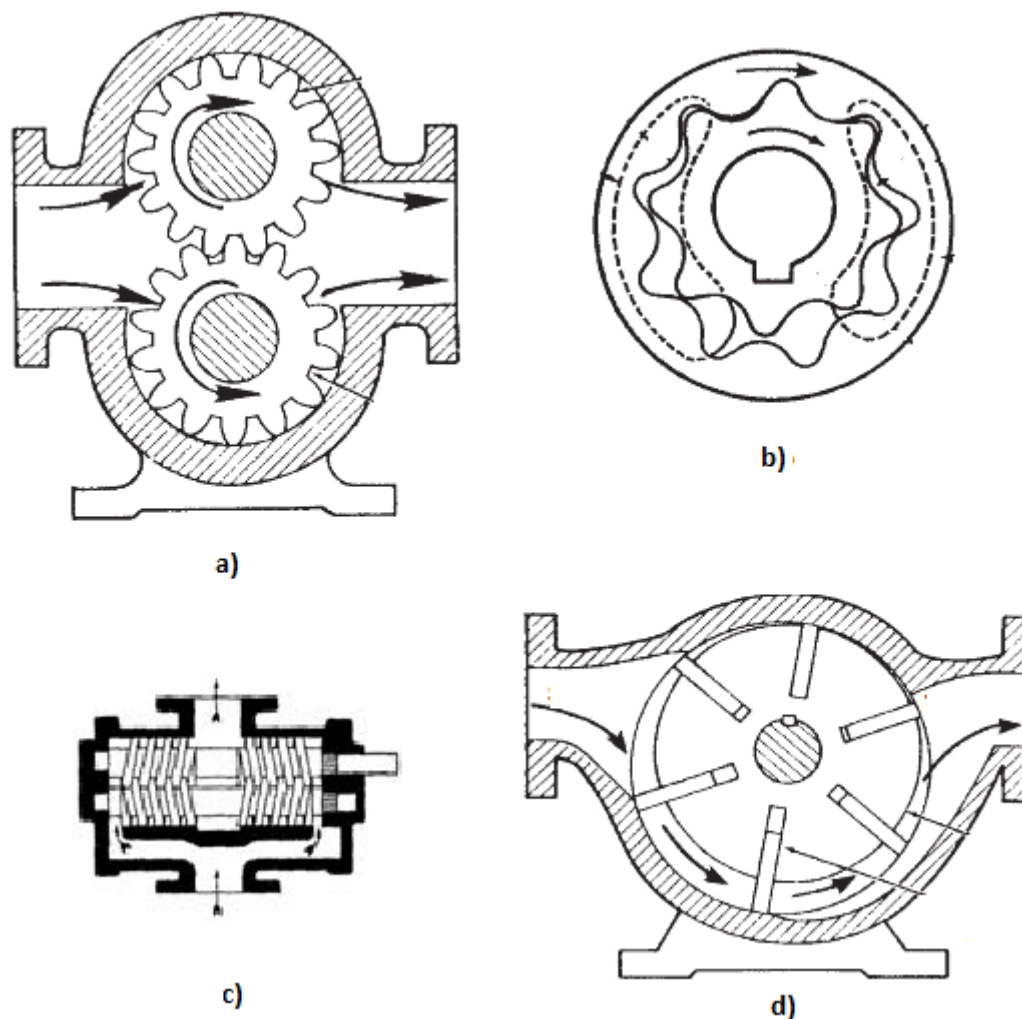
Crpke protiskuju isplaku kroz cijeli niz bušaćih alatki do dlijeta. U ulozi isplačnih crpki koriste se isključivo crpke koje ostvaruju veliku pogonsku snagu (potrebna pogonska snaga mora biti veća od 1000kW). Ovisno o jakosti mlaza i tlaku isplake, te brzini vrtnje dlijeta (svrdla), isplaka može u određenoj mjeri hidrauličkim udarima razrušavati (frakturirati) stijene manje tvrdoće na dnu bušotine (eng. *Fracking*). Ukoliko ovaj efekt nije poželjan (npr. da ne bi došlo potencijalnog zarušavanja stijenske bušotine), potrebno je regulirati protok i tlak isplake. Kako bi se očuvala trajnost crpke, potrebno je paziti i regulirati brzinu protoka isplake, jer gdje je brzina isplake velika (u ventilima crpke), dolazi do izraženije pojave abrazije na usisnom cjevovodu. Kao rješenje, odabiru se crpke kod kojih brzina isplake u ventilima ne prelazi 12m/s. Parametar koji se također treba regulirati u isplačnom sustavu je tlak. Primjerice, tlak u tlačnom cjevovodu može doseći i do 40MPa. U slučaju naglog prekomjernog povećanja tlaka može doći do preopterećenja crpke. To se događa u slučajevima kada se zarušava stijenska bušotine ili se stvaraju čepovi. Oprema i uređaji cirkulacijskog isplačnog sustava predviđeni su za pripremanje i pročišćavanje isplake. Oni imaju zadatak da se iz isplake koja je dospjela iz bušotine putem cijevi odstrane krhotine stijene, ali da se pritom ne uklone čestice koje su sastavni dio isplake. O kvaliteti pročišćavanja isplake ovisi (prije njenog ponovnog utiskivanja u bušotinu) rad (trajnost) pojedinih sklopova cirkulacijskog sustava, prvenstveno isplačnih crpki, uronjenih motora i dlijeta.

Ovisno o potrebi, koriste se jednoradne ili dvoradne, te ovisno o izvedbi, dvocilindarske ili trocilindarske pumpe, tj. crpke za dostavu isplake. Prema vrsti, isplačne crpke mogu biti volumenske ili dinamičke [19]. Volumenske crpke transportiraju fluid (ostvaruju povećanje tlaka i protok) putem smanjenja volumena komora u crpki. Princip rada volumenske crpke se može prikazati pomoću primjera rada cilindarske crpke. Slika 2.4 prikazuje jednoradni i dvoradni princip rada cilindarske crpke, te dvocilindarsku i trocilindarsku izvedbu [19]:



Slika 2.4: Shematski prikaz rada cilindarske crpke: a) jednoradna ; b) dvoradna c) dvocilindarska izvedba d) trocilindarska izvedba

Vrste volumenskih crpki, koje se koriste na bušaćim postrojenjima, mogu biti zupčasta crpka s vanjskim ozubljenjem, zupčasta crpka sa zupčastim prstenom, vijčana crpka (sa jednim ili dva vretena), te krilna crpka, koje su prikazane Slikom 2.5.

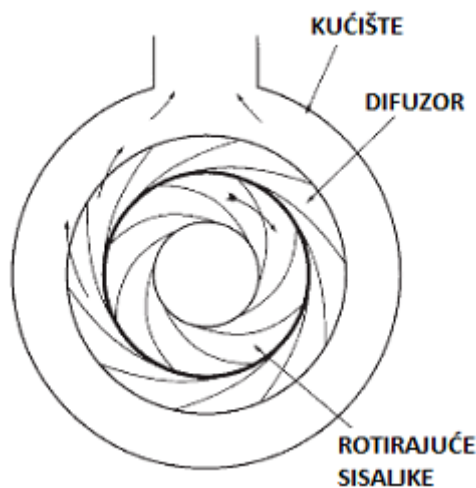


Slika 2.5: Volumenske crpke: a) zupčasta s vanjskim ozubljenjem ; b) zupčasta sa zupčastim prstenom ; c) vijčana ; d) krilna

Prednosti zupčastih crpki s vanjskim ozubljenjem su njihova jednostavnost, cijena, mali volumen u odnosu na veliku gustoću snage, robustne su, te pogodne za teške uvjete. Nedostake predstavlja fiksni volumen, te buka pri radu. Zupčaste crpke sa zupčastim prstenom karakterizira tih, nepulsirajući rad, trajnost, robustnost, te velika gustoća snage u odnosu na mali volumen, ali su također skupe i ograničene fiksnim volumenom. Razmjerno su velikog volumena,

predviđene za teške radne uvjete, ali imaju razmjerno slabu korisnost. Prednosti vijčanih crpki su tih i nepulsirajući rad, te dugotrajnost i pouzdanost, ali su predviđene za niski tlak i niske gustoće snage. Krilne crpke imaju slične karakteristike, uz mogućnost upravljanja. Nedostaci krilnih crpki su mala korisnost i činjenica da su osjetljive na više tlakove, što rezultira lomom krilaca [2].

Uz volumenske crpke, na bušaćim postrojenjima su prisutne i dinamičke crpke, koje se još nazivaju i turbopumpe. Princip rada se temelji na predaji snage fluida turbopumpe rotoru, na način da turbopumpa pokrene lopatice koje na taj način ostvaruju silu pritiska na fluid. Uglavnom se primjenjuju za relativno velike protoke i male visine dobave [2]. Konkretni primjer je dinamička, centrifugalna crpka, prikazana Slikom 2.6.



Slika 2.6: Dinamička centrifugalna crpka

Dinamička centrifugalna crpka predstavlja najbolji izbor kada je u pitanju bušaće postrojenje. Centrifugalna crpka se sastoji od rotira-

jućih sisaljki (forma radijalnih krila) koje rotiraju velikom kutnom brzinom. Rotirajuće sisaljke su smještene u kućištu koje usmjerava isplaku unutar pumpe. Rotacijsko gibanje sisaljki rezultira ostvarivanjem sile (centrifugalne sile) na isplaku, koja uz pomoć stacionarnog difuzora biva usmjerena prema van. Pri usmjeravanju isplake velike brzine, asistira i kućište. Kapacitet isplake je određen tlakom koji crpka treba postići da bi se suzbila otpor protjecanja isplake.

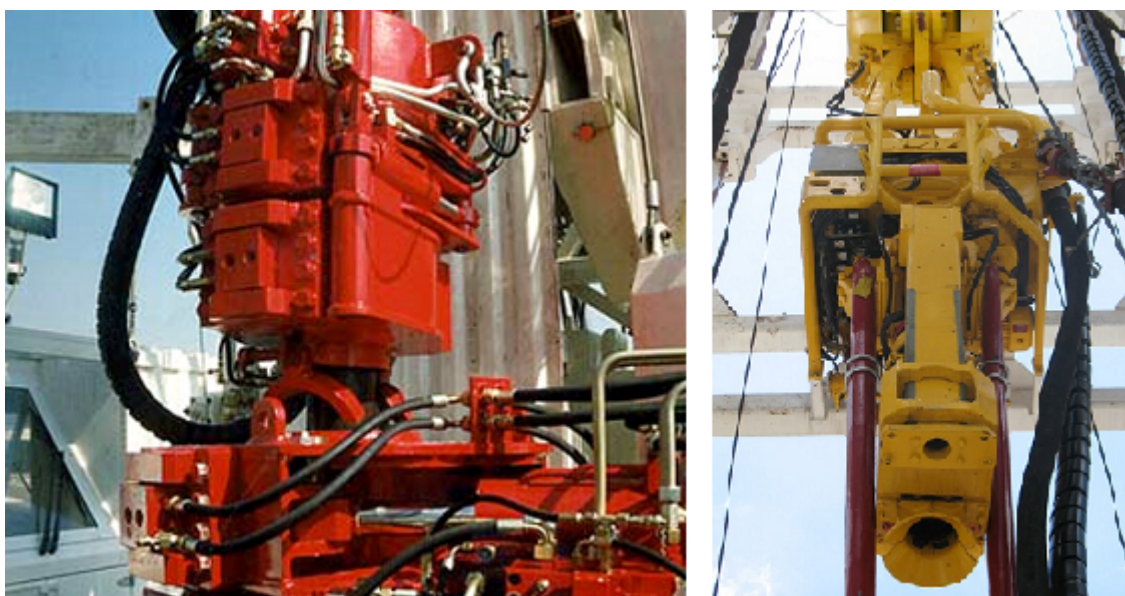
2.3. Servopogon bušnog vretena

Pogonski segment koji pokreće bušno vreteno predstavlja važan podsustav u nadzemnom postrojenju koji će biti spomenut sa ciljem da se detaljnije opišu senzori, upravljanje i regulacija prisutni u bušačem postrojenju, a radi se elektromotornom servopogonu u ulozi vršnog pogona. Za početak je potrebno objasniti što je vršni pogon. Vršni pogon, čije su izvedbe prikazane Slikom 2.7, je integrirani transmisijski sklop koji omogućuje navrtanje, odvrtanje i rotaciju niza bušaćih alatki, te dodavanje bušaće šipke. Smješten je u uspravnom položaju, centralno unutar tornja tako da se njegova radna osovina nalazi u vertikali ušća bušotine. Vršni pogon se sastoji od integrirane isplačne glave, pogonskog motora, mijenjačke kutije, sklopa za odvrtanje i navrtanje alatki, te elevatora. Cjelokupni sklop je montiran na klizače-vodilice i ovješeno o pomično koloturje ili bušaću kuku [1]. Izvedba vršnog pogona može biti kla-

sična ¹ ili izravni pogon ². Prema vrsti pogona koriste se, prema [1]:

1. HIDRAULIČKI VRŠNI POGON

2. ELEKTRIČNI VRŠNI POGON (s motorom na istosmjernu struju, s motorom na izmjeničnu struju i s permanentnim magnetskim motorom)

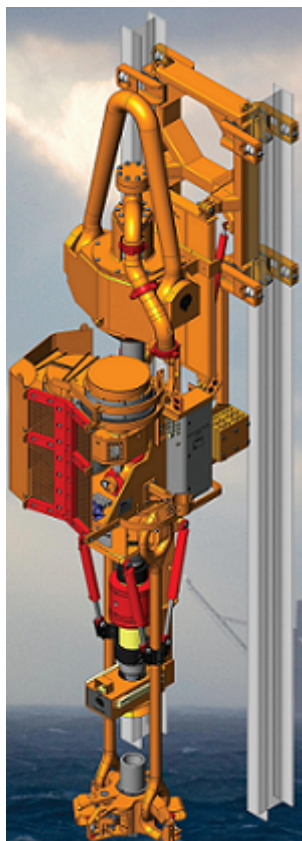


Slika 2.7: Vršni pogoni

¹eng. *Geared Drive* - u sklopu pogona je prisutan reduktor, jer se radi o pogonu sa većim brojem okretaja

²eng. *Direct Drive* - sporohodni pogon; u sklopu nema reduktora

Vršni pogon, prikazan Slikom 2.8, nominalno ima ulogu da prenosi snagu na bušno veteno, a jedna od karakteristika elektromotornog servopogona je konstantniji moment, odnosno, drugim riječima, postiže veću snagu. Pored prijenosa snage, vršni elektromotorni servopogon prenosi i rotacijsko gibanje, te na taj način zamjenjuje potrebu za vrtaćim stolom, kupolom vrtaćeg stola, radne šipke i isplačne glave, a upotrebom elektromotornog servopogona je reduciran prijenos torzijskih vibracija. Prednost vršnog pogona je činjenica da nema potrebe prekidati cirkulaciju isplačnog fluida za vrijeme spuštanja i dizanja vretena, što smanjuje mogućnost zaglavlivanja i potencijalnog loma vretena.



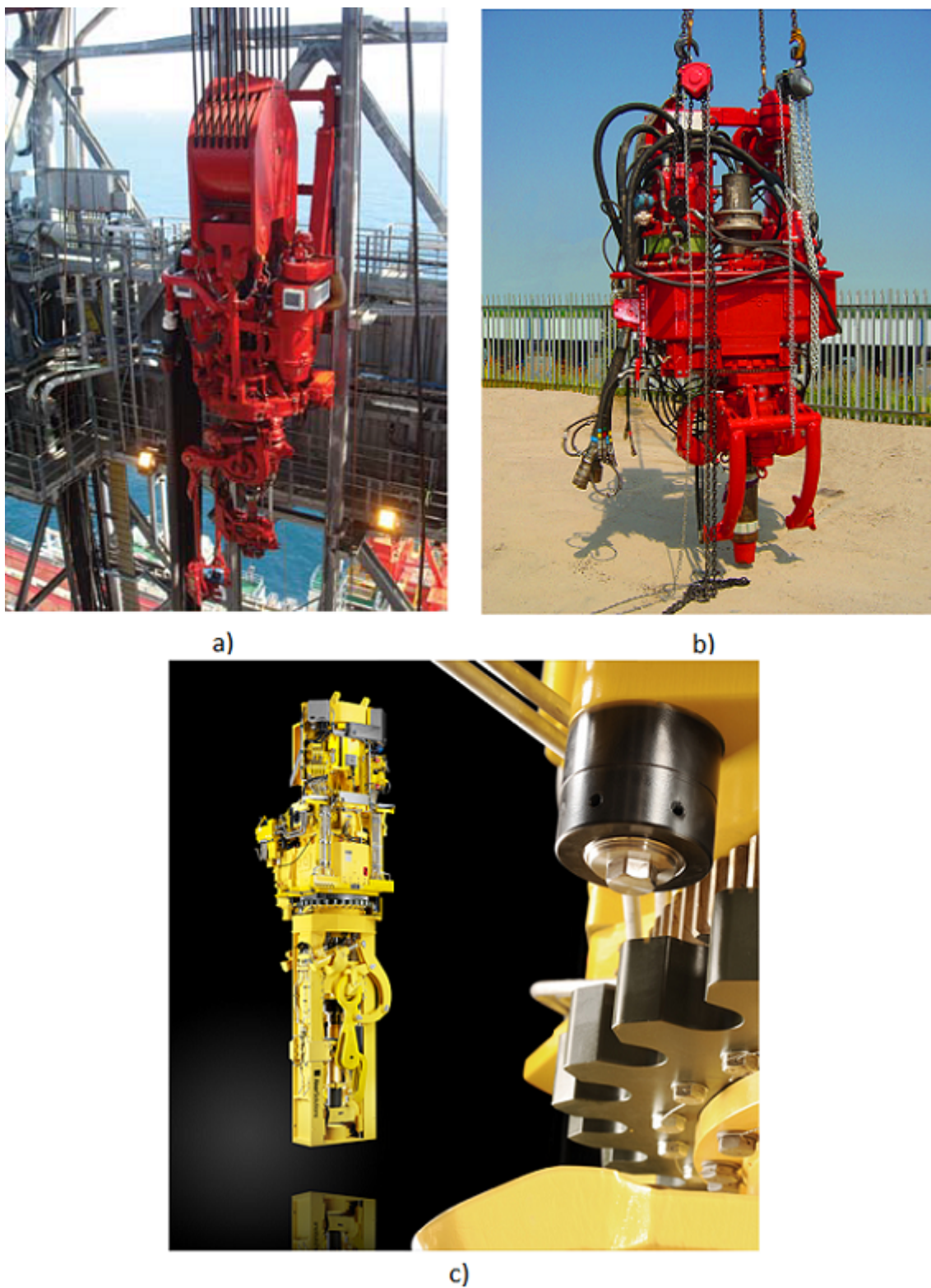
Slika 2.8: Primjer elektromotornog vršnog servopogona, tvrtka *Tesco*

Postoji velik broj izvedbi vršnih pogona, od strane tvrtki koje su specijalizirane za izradu opreme koja se koristi u bušaćim postrojenjima. Kao primjer će poslužiti izvedba vršnih pogona od strane tvrtke *AkerSolutions*. Vrste pogona koji se koriste su: hidraulički motori, motori s istosmjernom strujom, te motori s izmjeničnom strujom. Standardni vršni pogoni koji koriste za pogon motore sa izmjeničnom strujom imaju integrirani sistem za orijentaciju alata, za kontrolu i regulaciju smjera dubinskog motora (uređaj koji je smješten u donjem kraju bušaće kolone, neposredno iznad bušaćeg dlijeta). Precizno vertikalno vođenje motora se lako održava putem vertikalnih vodilica (tračnica). Zbog ograničenog hoda (tipično nešto više od 27 m, odnosno 90 stopa) potrebno je po spuštanju motora s bušnim vretenom do dna tornja, odspojiti motor od bušaćih cijevi i podići ga kako bi se montirao novi segment bušaćih cijevi (eng. *Drill – string pipe pass*) [3].

Vršni pogoni mogu sadržavati i daljinski upravljive multifunkcionalne module koji manipuliraju bušaćim šipkama. Moduli mogu slobodno rotirati, a opremljeni su sustavom za automatsko poravnanje, kako bi se osigurala sigurna, laka i točna orijentacija bušaće šipke. Potreba za automatskom kontrolom orijentacije predstavlja prostor gdje je prisutan mehatronički podsustav u obliku senzora i PLC-a koji vrše kontrolu i upravljanje podsustava.

Prema izvedbi, vršni pogoni se mogu pojaviti u tri izvedbe [3], prikazani Slikom [2.9](#):

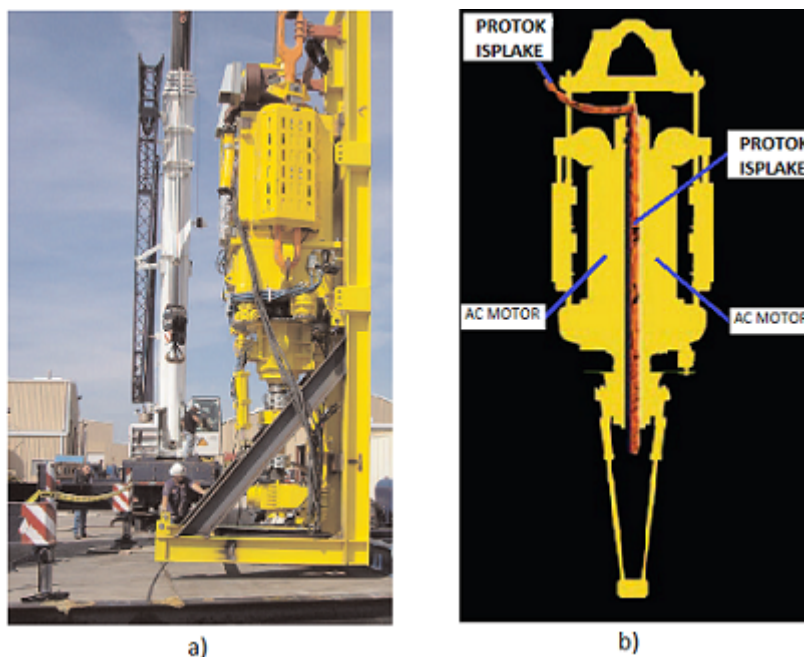
1. PRIJENOSNI VRŠNI POGONI - prijenosne vršne pogone karakterizira kompaktan dizajn, mogućnost transporta, fleksibilnost, mogućnost podešavanja za kopnena bušaća postrojenja, te redukcija potrošnje u financijskom obliku.
2. VRŠNI POGONI NA BUŠAĆIM TORNJEVIMA - dotične vršne pogone karakterizira širok spektar radnih izvršenja, te visoka djelotvornost
3. MODULARNI VRŠNI POGONI - modularne vršne pogone karakterizira maksimalno produženje rada, ekstremna izvedba i nizak stupanj kvara. Također treba spomenuti mogućnost lakog održavanja i pregleda (modularni pogon - lako se rastavljaju željene komponente koje treba pregledati), te ograničenje buke i šuma.



Slika 2.9: Vršni pogoni: a) Vršni pogon na bušaćim tornjevima; b) Prijenosni vršni pogon; c) Modularni vršni pogon

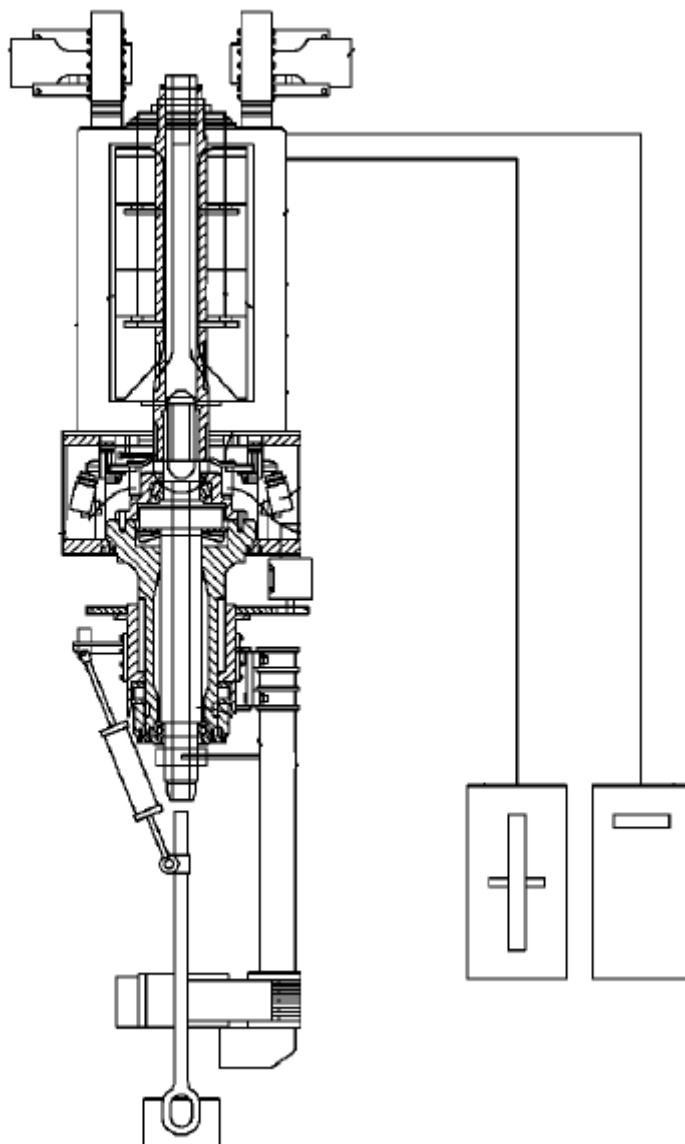
Pored klasičnih izvedbi vršnih pogona, treba spomenuti i izravni vršni pogon, te će izvedba tvrtke *LEWCO* poslužiti kao primjer. Radi se o izravnom (eng. *Direct Drive*) vršnom pogonu (motor sa izmjeničnom strujom), čija je masa u odnosu na standardne motore reducirana. Konstrukcija vršnog pogona je izvedena bez reduktora i neovisnog sustava za podmazivanje. Motor karakterizira prisutnost većeg postotka bakra i čelika u konstrukciji, te je motoru povećana trajnost pri višim temperaturama, prilikom kontinuiranih radnji. Jedinstveni konstrukcijski zahvat koji je prisutan na dotičnom vršnom pogonu, pruža mogućnost bušačem fluidu da protječe kroz provrt u osovini motora sa izmjeničnom strujom (u odnosu na standardnu izvedbu gdje se isplachni fluid dovodi sa strane, odnosno dotječe vanjskim cjevovodom u usis za ubrizgavanje isplake)[4]. Slika [2.10](#) prikazuje vršni pogon konstruiran od tvrtke *LEWCO*.

Izravni vršni pogon (eng. *Direct Drive*) je sporohodni pogon bez prisutnosti reduktora u cjelokupnom sklopu. Uglavnom je riječ o asinkronim motorima, koje karakterizira veći moment, manje dimenzije (u odnosu na klasičnu izvedu), te je složenost i potreba za održavanjem (manje dijelova koji mogu zakazati) reducirana samim time što nema reduktora. Klasične izvedbe pogona zahtijevaju prisutnost reduktora, jer se brzina motora vršnog pogona kreće u rasponu od 1000 do 3000 okretaja u minuti, dok se bušno vreteno, tj. dlijeto okreće znatno manjom brzinom od 100 do 300 okretaja u minuti [20]. Izravni pogon je, kao što je spomenuto, spo-



Slika 2.10: a) *LEWCO DirectDrive* vršni pogon; b) Prikaz protoka fluida kroz provrt u osovini motora

rohodni pogon, varijabilne frekvencije, a raspon brzina se kreće od 100 do 300 okretaja u minuti (nema potrebe za reduktorom koji posreduje), koje su regulirane konvencionalnom pulsno-širinskom modulacijom (*PWM*). Snaga izravnog pogona je 1118.55kW, radna frekvencija 10Hz (motor s 8 polova) [20]. Sporohodni pogon se može realizirati i povećanjem broja polova, ali se preporuča smanjenje radne frekvencije, jer povećanjem broja polova, povećava se i promjer, tj. povećavaju se dimenzije motora. Vratilo motora je šuplje, te samim time ostavlja prostor za prolaz isplake, bez potrebe za odvajanjem cijevi isplačnog sustava iz konstrukcije motora. Šupljine na konstrukciji izravnog pogona (na vrhu i dnu), omogućuju distribuciju zraka koji prolazi kroz konstrukciju, te ima ulogu hlađenja kompletnog pogona. Slika 2.11 prikazuje izravni pogon u presjeku.



Slika 2.11: Izravni sporohodni motor

Iz dosadašnjih, priloženih primjera, vidljivo je da se teži implementaciji električnih motora kao osnove vršnog pogona. Budući da podsustav sadrži potrebu za maksimalnom kontrolom pogonskog stroja i čitavog procesa, pogoni su izvedeni na način da izvršni elektromotor ima dodatne uređaje za povratnu vezu, koji pružaju mogućnost regulacije i upravljanja pojedinih varijabli istosmjernog

ili izmjeničnog električnog motora (sa odgovarajućim regulatorom i povratnom vezom), te u konačnici predstavljaju elektromotorni servopogon. Elektromotorni servopogon, iz perspektive regulacije (strukturni blok-dijagram), ima kaskadnu strukturu, pa tako krug regulacije armaturne struje predstavlja najnižu kaskadu (podređeni regulacijski krug sa povratnom petljom), preko kruga regulacije brzine vrtnje kao srednje kaskade (nadređeni regulacijski krug sa povratnom petljom), do kruga regulacije pozicije/položaja kao najviše kaskade (nadređeni regulacijski krug sa povratnom petljom).

Budući da vršni pogon prenosi snagu i rotacijsko gibanje na bušno vreteno, samim time je prisutna potreba za preciznim upravljanjem i mjerenjem kako bi se uskladio rad vršnog pogona sa bušnim vretenom i bušaćim alatkama koje su u kontaktu sa dnom bušotine. Vršni pogon u kombinaciji sa bušnim vretenom, te bušaćim alatkama predstavlja sklop koji zahtjeva najpreciznija mjerenja i regulaciju u potpunom bušaćem postrojenju. Spomenuti sklop, tj. podsustav se može promatrati kao torzijsko njihalo sa dvije zamašne mase, gdje bušno vreteno predstavlja torzijsku oprugu, masa vršnog pogona masu na jednom kraju, a bušaća alatka masu na suprotnom kraju. Spomenuta perspektiva predstavlja najjednostavniji oblik pretpostavke modela dotičnog podsustava. Prilikom rada vršnog pogona, teži se redukciji torzijskih vibracija, koje nastaju zbog neusklađenosti brzine vrtnje vršnog pogona (jedne mase) i brzine vrtnje bušaćih alatki (druge mase). Neusklađenost brzina vrtnje je posljedica trenja između dna bušotine i bušaćih alatki, a torzijske vibracije su

izraženije, ako je duljina bušnog vretena veća.

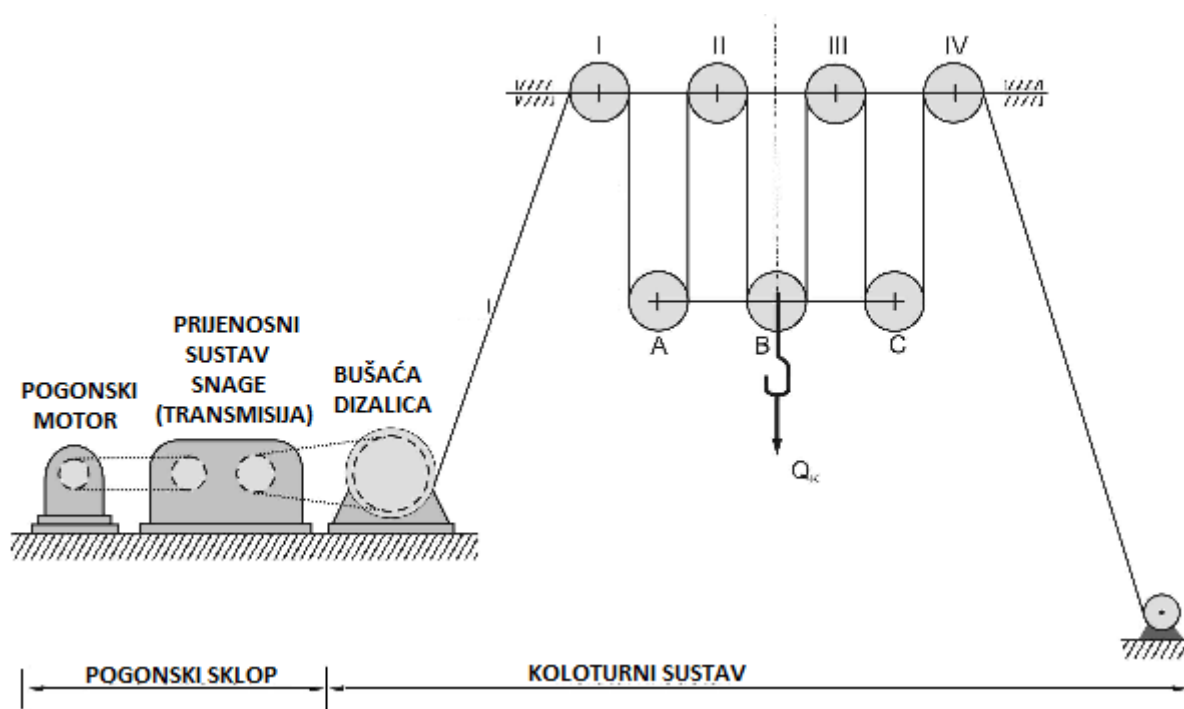
2.4. Servopogon i kočioni sustav dizalice bušnog vretena

Bušaća dizalica, koja je prikazana Slikom 2.12, dio je koloturnog sustava, koji je prikazan Slikom 2.13.



Slika 2.12: Primjer bušaće dizalice

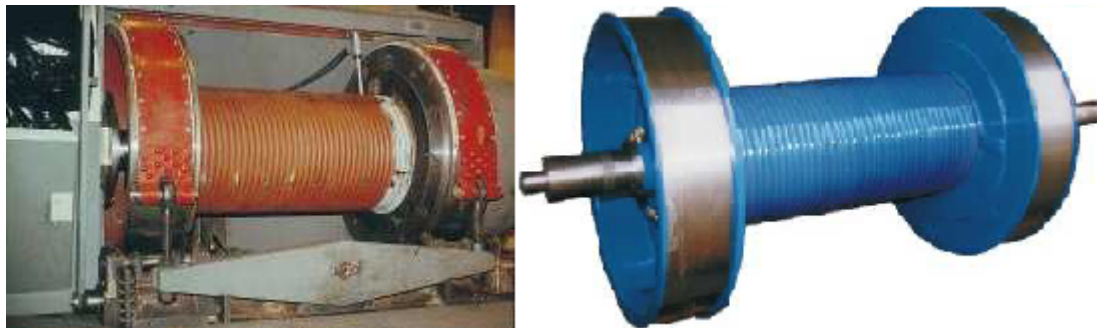
Bušaća dizalica je zapravo bubanjska dizalica, te ona predstavlja jedan od osnovnih mehanizama za spuštanje i izvlačenje alatki. Njen osnovni zadatak je da ostvari nateg u radnom kraju bušaćeg užeta, tj. ona ima ulogu pogonjenja (namatanja ili odmatanja) radnog



Slika 2.13: Shematski prikaz koloturnog sustava

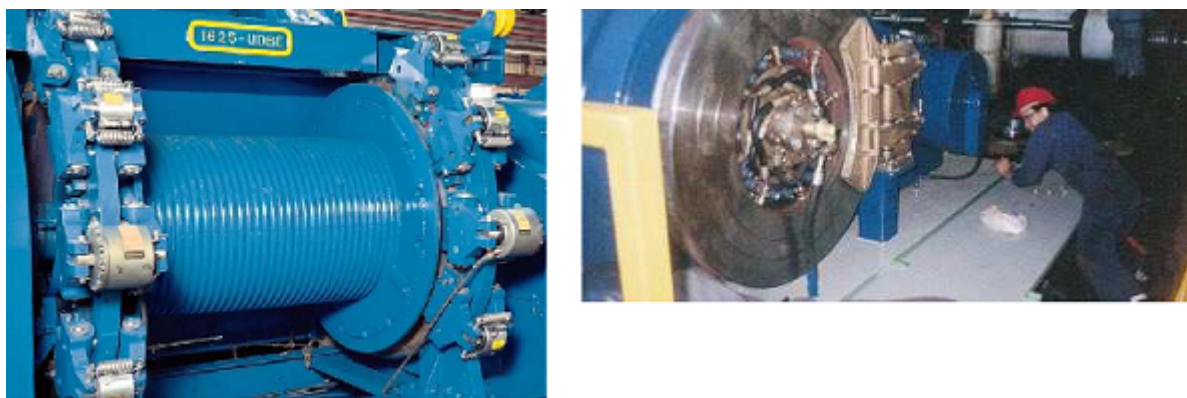
kraja bušaćeg užeta ili njegovog kočenja. Uz pomoć bušaće dizalice (neposredno, tj. ručno ili preko regulatora, tj. automatski), "popuštanjem" alatki, ostvaruje se zadano osno opterećenje na dlijeto [1]. Bušaće dizalice mogu se pogoniti elektromotorima ili s motorima s unutrašnjim izgaranjem. Njihov pogon može biti individualan, što je najčešći slučaj kod elektromotornog pogona, ili posredstvom transmisijskog sklopa koji na dizalicu prenosi snagu skupnog pogona nekoliko ili (rjeđe) jednog motora. U slučaju kada se koriste motori sa unutrašnjim sagorijevanjem (diesel motori), bubanj dizalice se ukopčava u pogon (u hodu), kontinuirano (nestupnjevito), uz istovremeno naprezanje motora da bi se savladale inercijske sile nepomičnih dijelova mehanizama i opterećenja na kuki (Slika 2.13; teret Q_k). Za vrijeme pokretanja nepomičnih dijelova, savladava-

nje njihovih inercijskih sila ostvaruje se dijelom na račun smanjenja energije rotirajućih dijelova (masa) povezanih s motorom i na račun brzine njihove vrtnje, kao i na račun energije motora. Uključenje ili isključenje pogona osovine bubnja dizalice ostvaruje se preko tarne ili elektromagnetske spojke. Spojka na osovini motora mora biti tako proračunata i konstruirana da može prenositi opterećenja za vrijeme velikog broja ukopčavanja/iskopčavanja, koja su potrebna kod operacija spuštanja i izvlačenja alatki. Da bi se usporilo i zaustavilo kretanje tereta pri spuštanju i podizanju, na bušačoj dizalici se koristi kočnica koja je u većini slučajeva izvedena kao pojasna kočnica (tarna kočnica pojasnog tipa; Slika 2.14) ili disk-kočnica (tarna kočnica čeljusnog tipa; Slika 2.15) [1].



Slika 2.14: Primjer tarne kočnice pojasnog tipa

Kočnica pojasnog tipa konstrukcijski predstavlja kočnicu bubanj-skog tipa. Kočne obloge smještene su na unutrašnjoj strani čeličnog pojasa koji obuhvaća bubanj. Aktiviranjem kočnice obuhvatni pojas se stisne i izaziva trenje obloga po oplošju kočionih bubnjeva.



Slika 2.15: Primjer tarne kočnice čeljusnog tipa; disk-kočnica

Otpuštanjem kočnice, tarni pojas se odmiče od površine kočionih bubnjeva i bubanj dizalice se može slobodno okretati [1].

Disk-kočnica se, konstrukcijski, sastoji od dva osnovna sklopa i to od čelične ploče (diska) koji je čvrsto vezan za osovinu bubnja dizalice i rotira zajedno s njom, te od čeljusti s tarnim oblogama. Čeljusti se mogu hidraulički aktivirati, tj. mogu dotisnuti velikom silom tarne obloge s obje strane ploče, pri čemu se, zbog velikog trenja, stvara kočni moment. Čeljusne kočnice izrađuju se u dvije osnovne varijante: s nekoliko manjih, istovremeno aktiviranih (obično tri do četiri) kočnih čeljusti na svakoj ploči ili s jednim velikim čeljusnim sklopom na svakoj ploči. Uz spomenute glavne kočne čeljusti, instalirane su i pomoćne čeljusti koje se aktiviraju samo u slučajevima poteškoće sa glavnim čeljustima [1]. Sustav kočenja se sastoji od glavne kočnice bušaće dizalice (dvostruka pojasna kočnica koja obuhvaća krajnje dijelove bubnja) i od pomoćne kočnice koja je smještena na osovini bubnja i služi za smanjenje brzine pri spuštanju alatki (tijekom izvlačenja alatki je isključena). Uzimajući u obzir da se niz bušaćih alatki spušta u bušotinu pod djelovanjem vlastite

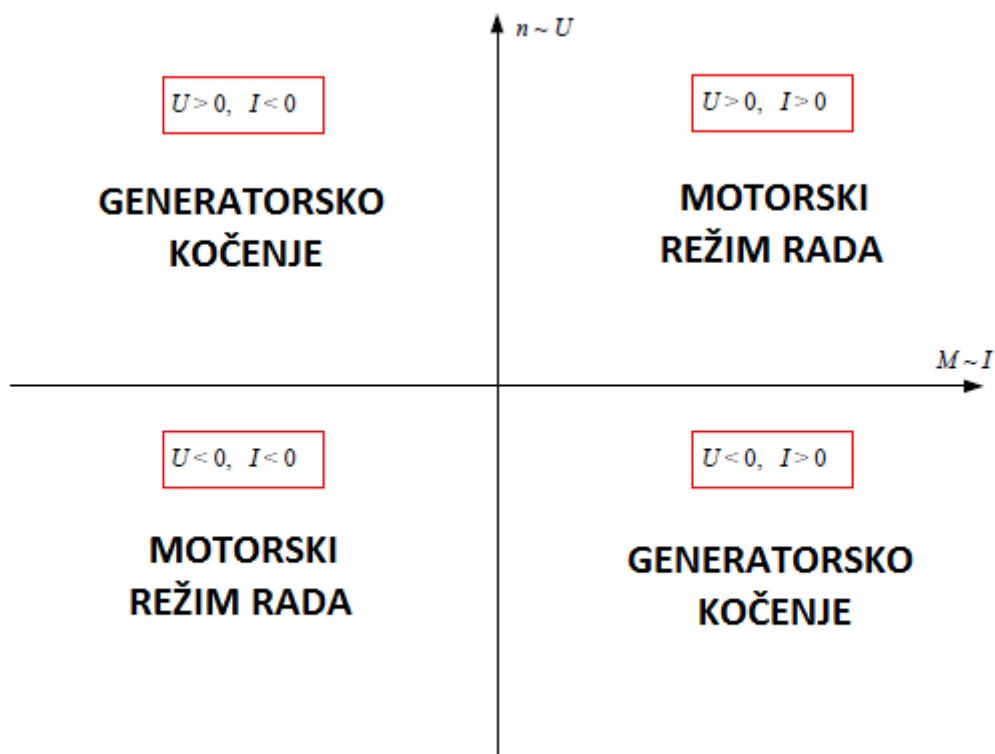
težine, bušaća dizalica mora biti opremljena sustavom za kočenje i usporavanje "padanja" alatki. Koriste se mehanički, hidraulički i električki sustavi za kočenje. Najčešće se koriste hidrauličke kočnice, jer imaju jednostavnu konstrukciju, pouzdane su i preuzimaju do 80% energije pri spuštanju alatki. Električne kočnice imaju bolje radne karakteristike, ali su manje pouzdane i robusne od hidrauličkih.

Uvođenjem elektromotornog servopogona ili ranije spomenutog, izravnog pogona (eng. *Direct Drive*), kao pogonskog elementa bušaće dizalice, prikazano Slikom 2.16, postignuto je uklanjanje nekih elemenata iz cjelokupnog sklopa koloturnog sustava, primjerice, prijenosnog sustava snage (transmisije) [5]. Principi regulacije i karakteristike elektromotornog servopogona su opisane u poglavlju 2.3, te nema potrebe da se ponovo navode, budući da je riječ o generalnim, općenitim principima i karakteristikama koje su svojstvene elektromotornim servopogonima.



Slika 2.16: Primjer elektromotornog servopogona bušaće dizalice

Primjenom elektromotornog servopogona u sklopu bušaće dizalice, otvara se mogućnost alternativne tehnike kočenja. U sklopu više nema potrebe za sustavima tarnih kočnica pojasnog ili čeljusnog tipa (disk kočnice), već elektromotorni servopogon kao pogonski element, ima mogućnost kočenja. Budući da elektromotorni servopogon ima mogućnost promjenjivog režima rada, jedna varijanta je generatorsko kočenje. Režimi rada, po kvadrantima, prikazani su Slikom 2.17. Drugim riječima, elektromotorni servopogon je komponenta koja ima mogućnost pogonjenja bušaće dizalice, a istovremeno može biti u ulozi kočionog elementa bušaće dizalice.



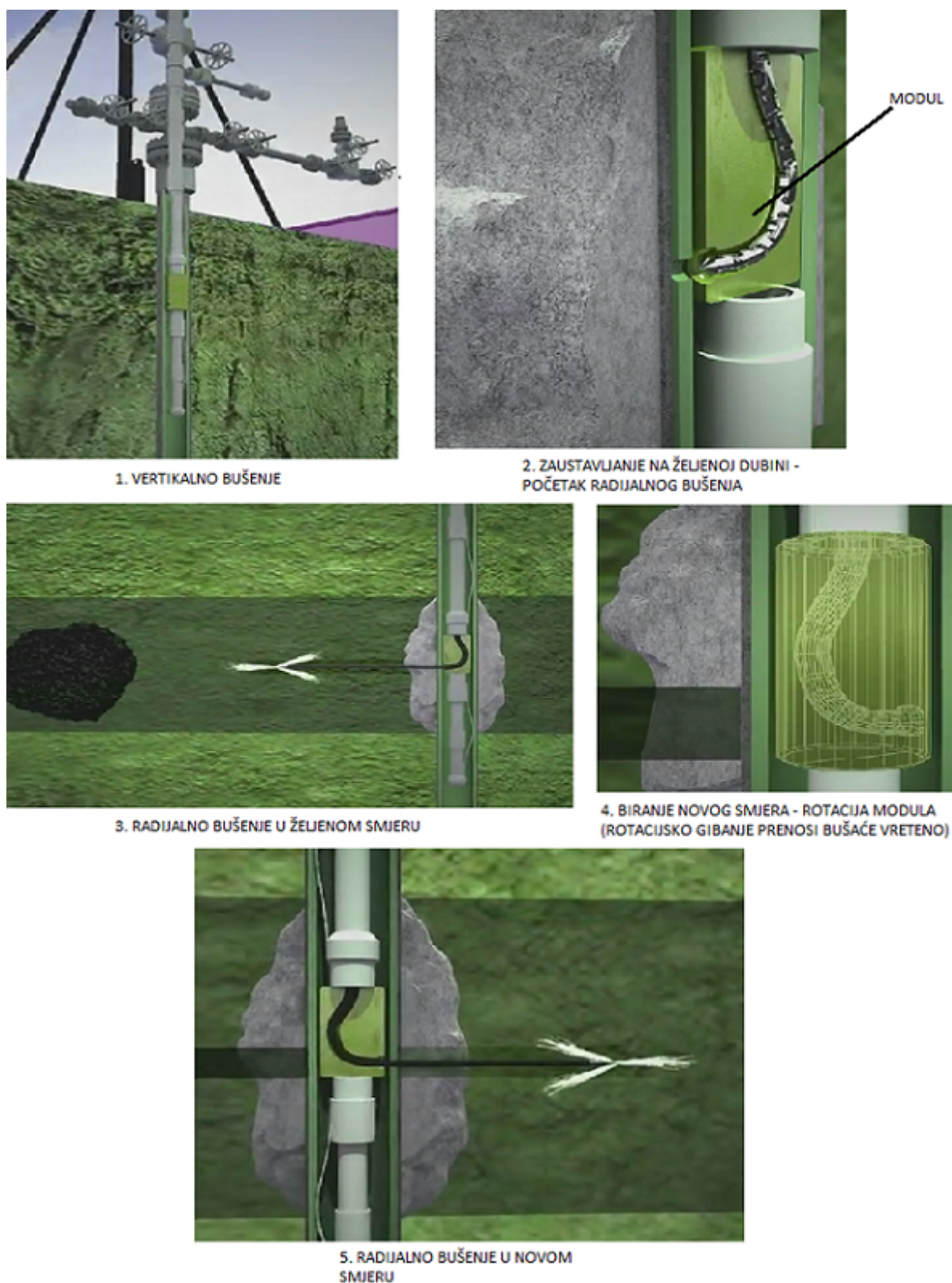
Slika 2.17: Režimi rada servopogona

2.5. Aktivni i instrumentirani alati za bušenje

Kako bi reduciranje poteškoća i praćenje rada bilo olakšano, postoje razne izvedbe senzora koje prate različite mehatroničke podsustave. Riječ je o aktivnim i instrumentiranim alatima koji imaju ulogu prikupljanja i analiziranja raznih podataka prilikom bušenja, vrše korekciju kada, recimo, putanja bušenja odstupa od projektom zadane putanje, te koji pružaju uvid u razne aspekte pojedinih podsustava prilikom procesa bušenja.

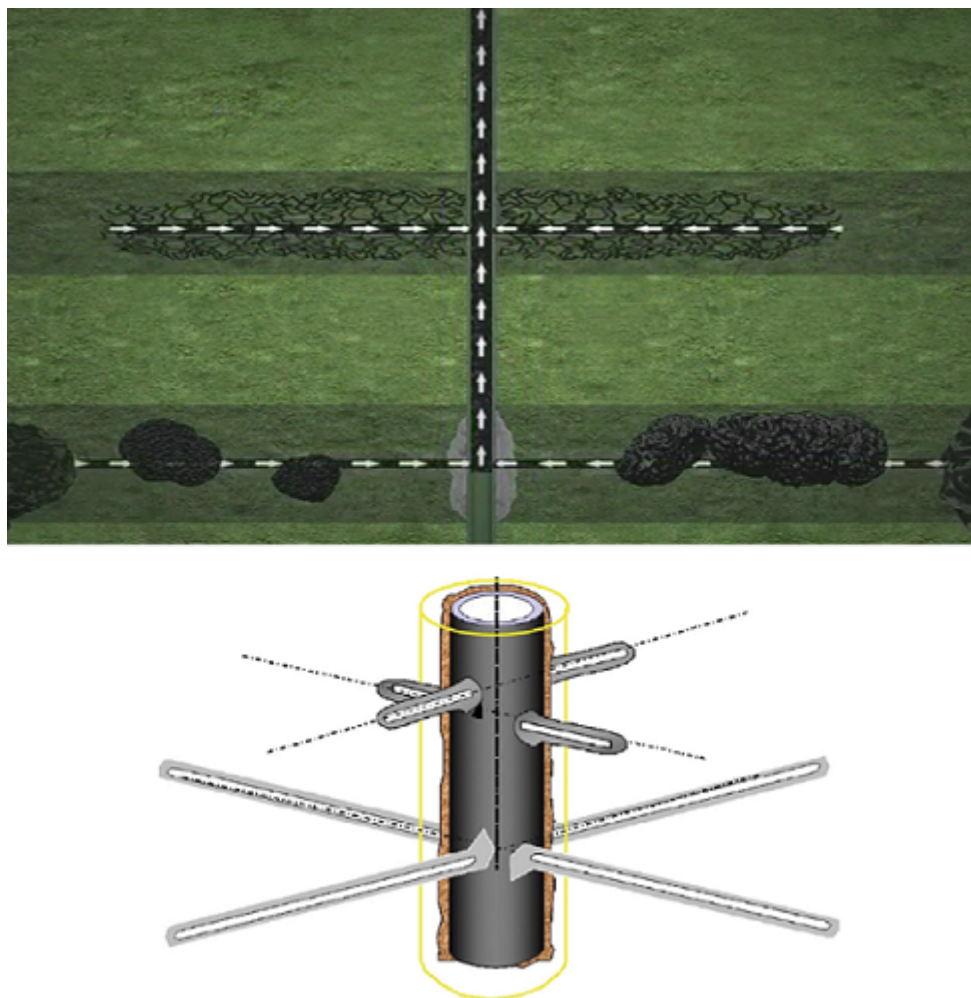
2.5.1. Aktivni alati za bušenje

Aktivni alati za bušenje predstavljaju alate koji nisu u krutoj vezi sa bušačom kolonom ili bušnim vretenom. Jedan od inovativnih pristupa bušenja, u kojem se koriste aktivni alati, je metoda radijalnog bušenja. Radijalno bušenje, predstavljeno od strane tvrtke *RadcanEnergyService*, poslužit će kao primjer na kojem će se dotična metoda opisati. Radijalno bušenje započinje klasičnim vertikalnim bušenjem. Optimalni domet se nalazi u rasponu od 2500 do 3200 m. Unutar spomenutog dometa, na bušačkoj koloni se nalazi modul koji ima mogućnost bušenja u pravcima koji su okomiti na okretnu os bušaće kolone, tj. bušnog vretena. Drugim riječima, ako u zamišljenom, lokalnom koordinatnom sustavu (kartezijski), os bušnog vretena predstavlja z – os, mogući smjerovi su bilo koji pravci koji leže na $x - y$ ravnini. Duljina, do koje je izvedivo radijalno bušenje, je 100 m. Dubina tj. nivo na kojoj će se odvijati radijalno bušenje, te smjer pravca u kojem će se bušiti, definirano je sa pozicijom modula koji je pričvršćen na kolonu bušačkih šipki ili bušno vreteno [21]. Slika 2.18 prikazuje opisani proces.



Slika 2.18: Radijalno bušenje; *RadcanEnergyService*

Nakon što je izvršen postupak bušenja u svim željenim pravcima, struktura bušotina poprima oblik mreže, tj. u trodimenzionalnom pregledu bušotina poprima razgranatu strukturu. Slika 2.19 prikazuje konačni oblik bušotine.



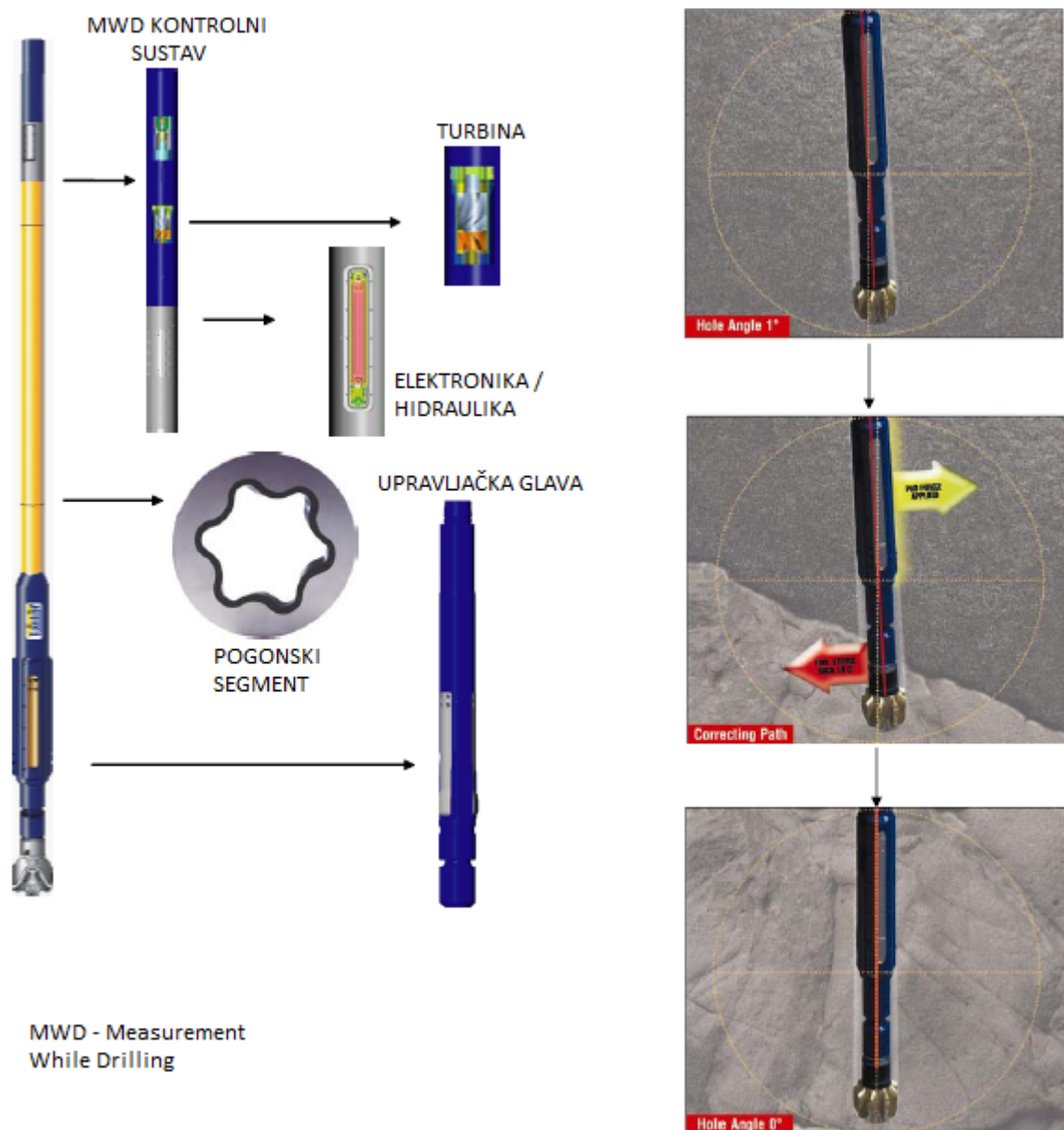
Slika 2.19: Radijalno bušenje; konačni oblik bušotine

Radijalno bušenje se odvija na način da fluid pod visokim tlakom "razbija" sloj na određenoj dubini, stvarajući bušotine kružnog presjeka, veličine 4 do 5 cm, te na taj način bušotina doseže do izvora. U procesu proizvodnje, zona dreniranja predstavlja područje ležišta

koje se efikasno crpi jednom bušotinom. Metoda pruža mogućnost dopiranja do zone dreniranja, unatoč oštećenim dijelovima kanala bušotine. Veličina područja dreniranja u velikoj mjeri ovisi o permeabilnosti ležišta. Dobra, visoka permeabilnost ležišne stijene omogućuje dreniranje većeg područja nego niska permeabilnost guste ležišne stijene. U nekim slučajevima, kao fluid se koristi kiselina (eng. *AcidCutting*), te se na taj način manipulira sa permeabilnošću ležišne stijene, koja je, kao što je spomenuto, bitan faktor za proširenje zone dreniranja [21]. U prvom planu, radijalno bušenje je karakteristično jer dotična metoda rezultira proširenjem područja (zone) dreniranja, te na taj način marginalne izvore pretvara u visoko produktivne izvore, povećavajući efikasnost cjelokupnom procesu.

S ciljem da se izbjegnu poteškoće prisutne u obliku vibracija, te da se ujedno teži što preciznijem ostvarivanju projektom zamišljenog provođenja postupka bušenja, jedno od rješenja je automatizirani sustav za vertikalno bušenje [8]. Sustav se dijeli na tri segmenta: pogonski segment, završni segment u obliku upravljačke glave i podsustava za aktivno mjerenje i korekciju (eng. *MeasurementWhileDrilling—MWD*). Pogonski segment omogućuje rotaciju dlijeta. Upravljačka glava se sastoji od tri potrošne, upravljačke, bušaće lopatice koje stvaraju veliku bočnu silu, te koje se aktiviraju pomoću hidraulike. Podsustav za aktivno mjerenje i korekciju pruža precizno mjerenje

nagiba, te aktivnu komunikaciju sa površinom. Turbinski generator i hidraulička pumpa generiraju upravljački tlak koji ima ulogu da održava vertikalnu (projektom zamišljenu) putanju prilikom bušenja. U upravljačkoj glavi se nalazi senzor koji mjeri nagib rupe/bušnog vretena i kontinuirano šalje podatke na površinu. Svaki put kada dođe do otklona nagiba, sustav uz pomoć lopatice koje se hidraulički upravljaju, ostvaruje protusilu koja vraća nagib u referentni položaj. U sustavu je prisutna regulacija sa zatvorenim petljom, gdje se kao povratna informacija pojavljuje stanje trenutnog nagiba dlijeta. Ulazni kut upravljačke glave predstavlja referencu (s njom se uspoređuje trenutni nagib upravljačke glave), upravljački mehanizam proces, odnos između bušnog vretena i stijenke bušotine je interpretiran kao vanjski poremećaj, a regulator ima zadatak da trenutno stanje i nagib budu bliže vrijednosti reference [8]. Slika 2.20 prikazuje automatizirani bušaći sustav sa funkcijom samo-korekcije.



Slika 2.20: Automatizirani bušaći sustav sa funkcijom samo-korekcije

2.5.2. Instrumentirani alati za bušenje

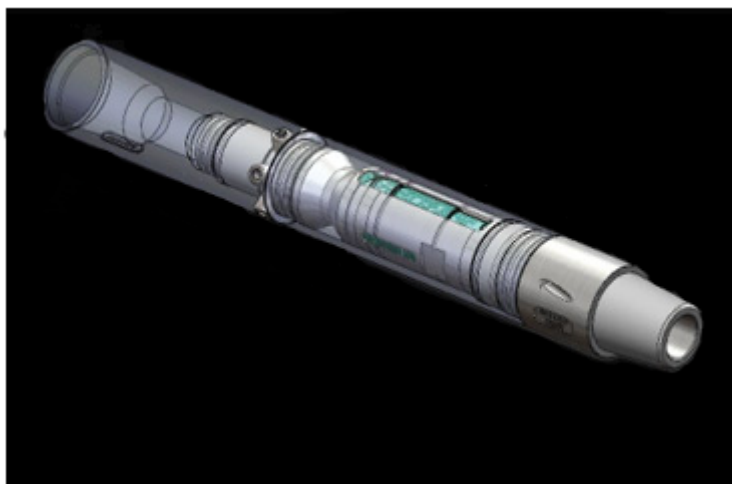
Zanimljiv sustav mjerenja i prikupljanja podatak predstavlja *SDVL* sustav (eng. *Surface Drillstring Vibro – acoustic Logging*). *SDVL* sustav je prikazan Slikom 2.21.

Slika 2.21: *SDVL* sustav

SDVL sustav predstavlja jednostavan sustav u odnosu na konvencionalne tehnike mjerenja; jednostavniji je za montažu, sigurniji za upravljanje, jeftiniji, te precizniji u prikupljanju podataka. Sustav pruža *real – time* prikupljanje/pregled podataka, a prati visokofrekventne, nisko-energetske vibracije ili drugim riječima, kada bušaća alatka prolazi kroz tvrdi materijal, prikupljeni podatak se manifestira kao viša frekvencija. Sustav se sastoji od 3-D vibro-akustičnog senzora koji detektira vibracije duž bušnog vretena, filtera koji propušta pojačane vibroakustične signale, te modula za prikupljanje podataka [6].

Vrlo važan podsustav predstavlja niz bušaćih alatki. Niz bušaćih alatki (eng. *BHA – BottomHoleAssembly*) predstavlja krajnju kontaktnu točku opreme i dna bušotine. U sklopu niza bušaćih

alatki, na kraju, nalazi se dlijeto. Dotični sklop predstavlja zanimljiv prostor sa aspekta izrade i postavljanja senzora. U spomenutom sklopu se nalazi već spomenuti senzor sile nasjedanja. Pored standardnih, postoje i specijalizirani senzori, primjerice *DataBit* senzor, prikazan Slikom 2.22.



Slika 2.22: *DataBit* senzor

Riječ je o senzoru koji se nalazi neposredno iza dlijeta, te ima mogućnost memoriranja simultanog prikupljanja podataka o bušotini i nizu bušaćih alatki (praćenje tlaka, opterećenje dlijeta, praćenje lateralnih naprezanja). Senzor u sebi objedinjuje: toplinski senzor, senzor za silu nasjedanja, senzor koji prati dvosmjernu udarnu silu, senzor koji prati vučnu/tlačnu silu, senzor koji mjeri tlak u cijevima, te senzor koji mjeri nagib [7].

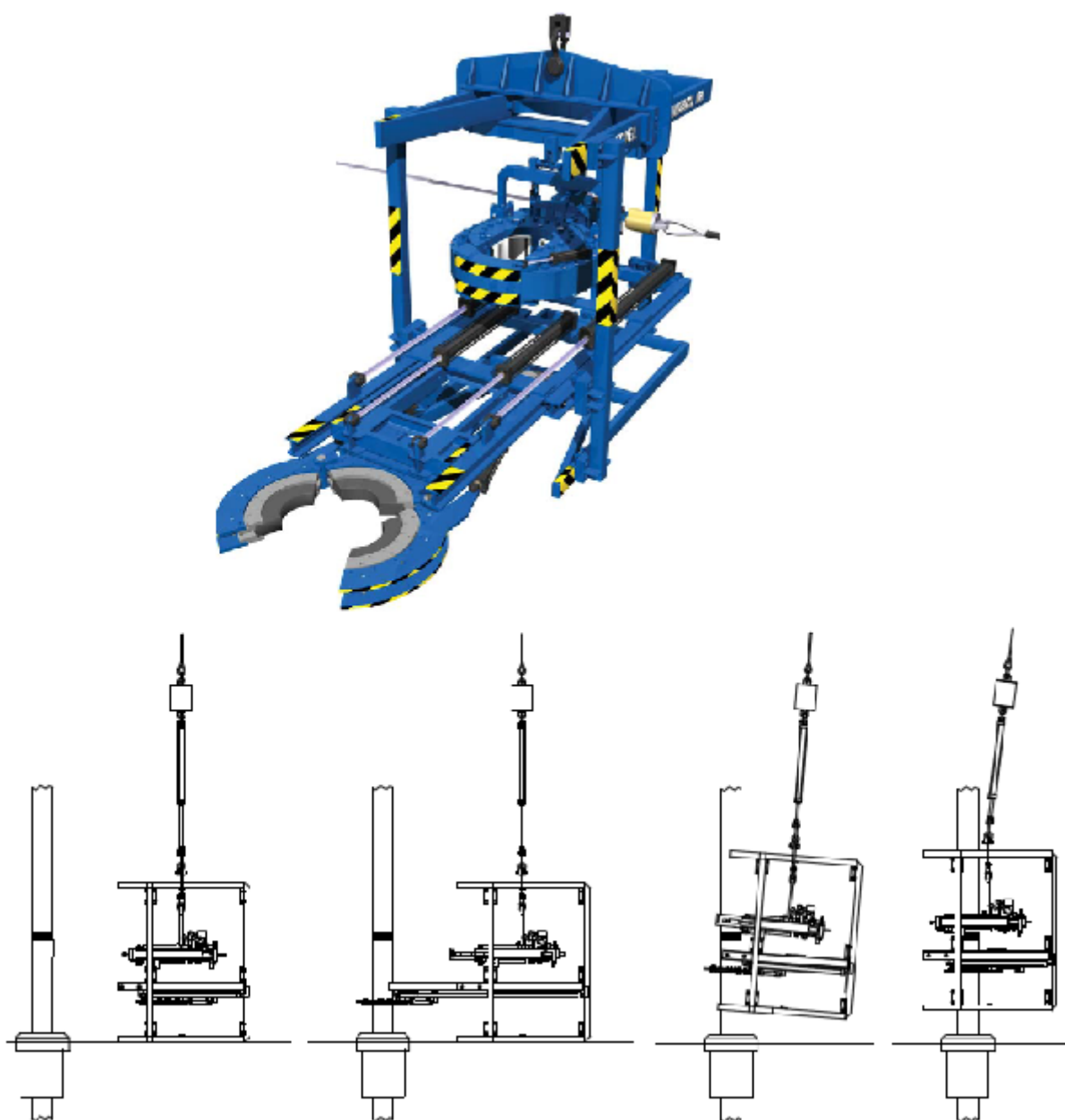
2.6. Automatizirani sustavi dodavanja i pričvršćivanja bušnih cijevi

Budući da je cilj rada prikazati neke od primjera koji pripadaju automatiziranom podsustavu na bušačim postrojenjima, treba spomenuti automatizirane manipulatore koji se pojavljuju u nekim dijelovima bušačeg postrojenja. Na radnoj platformi (podištu), prisutna je manipulatorska ruka koja asistira (ili obavlja) vođenje cijevi, teških šipki i stojki. Preko upravljačke jedinice (paneli, sučelja), postoji mogućnost potpunog upravljanja, sa svim funkcijama. Mehatronički podsustav je prisutan i u obliku protukolizijskih sustava [3]. Slika 2.23 prikazuje primjer automatiziranog manipulatora koji je postavljen na radnoj platformi.



Slika 2.23: Primjer automatiziranog manipulatora na podištu bušačeg postrojenja;
Aker Solutions

Pored spomenutih, na podištu bušaćeg postrojenja, prisutni su i drugi manipulatori koji asistiraju pri bušenju. Primjerice, manipulator koji služi za pridržavanje šipki. Kao pokazni primjer, odabran je automatizirani manipulator koji ima ulogu ključa (klješta) za držanje bušaće šipke, tvrtke *Eckel*, a prikazan je Slikom 2.24 [9].



Slika 2.24: Automatizirani manipulator na podištu bušaćeg postrojenja; *Eckel*

Naime, riječ je o napravi koja je nalik kliještima, te u procesu bušenja se primjenjuje na radnom podištu (platformi) bušaćeg postrojenja za držanje bušaće šipke dok se ona navrće na bušaću kolonu ili odvrće sa kolone. Navedeni primjer karakteriziraju konzistentno poravnanje šipki i kliješta, reducirana je mogućnost pogreške i nezgode na radnom mjestu, nemogućnost ljuljanja šipke i kliješta, reduciranje operativnih troškova, te je dizajniran na način da se naprava može upravljati od strane jednog operatera [9].

Na bušaćim postrojenjima su prisutni i drugi oblici automatiziranih manipulatora, primjerice, multifunkcionalni automatizirani manipulatori. Multifunkcionalni automatizirani manipulatori se mogu pojaviti u dvije različite izvedbe [3]:

1. Multifunkcionalni automatizirani manipulatori za podizanje bušaćih prijelaznika, dubinskih bušaćih sklopova (sklop bušaćih alatki), te drugih specijaliziranih sklopova. Također se služe za vođenje cijevi od otvora bušaćeg tornja do bušotine.
2. Multifunkcionalni automatizirani manipulatori za vođenje stojki, šipki i cijevi

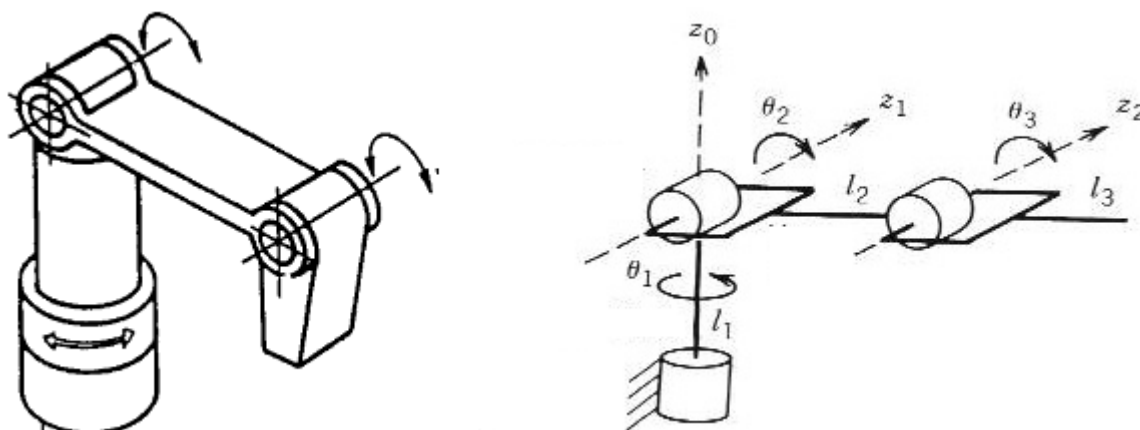
Multifunkcionalni automatizirani manipulatori se postavljaju na postolja gdje je potreban mali promjer kretanja, odnosno postavljaju se na mjesta koja imaju mali radni prostor, a potrebni su da asistiraju i olakšaju posao radnicima na bušaćem postrojenju. Zbog

činjenice da su postavljeni u mali radni prostor, potrebni su, također, protukolizijski sustavi. Slika 2.25 prikazuje multifunkcionalni automatizirani manipulator.



Slika 2.25: Multifunkcionalni automatizirani manipulator; *AkerSolutions*

Multifunkcionalni automatizirani manipulator, koji je naveden kao primjer, se ne razlikuje po strukturi od industrijskog robota. Sukladno navedenom, multifunkcionalni automatizirani manipulator se može, za potrebe upravljanja, promatrati kao RRR industrijski robot, tj. industrijski robot revolutne strukture, a analogija je vidljiva na Slici 2.26.



Slika 2.26: RRR; Revolutna struktura industrijskog robota

Način programiranja automatiziranog manipulatora, odnosno njegovog upravljačkog računala, prvenstveno ovisi o programskoj podršci. Suvremeni robotski upravljački sustavi temelje se na najmanje jednoj od tri sljedeće metode programiranja: snimanje pokreta, nezavisno programiranje (*off – line*), upravljanje/učenje pomoću upravljačkog privjeska (*teach – inpendant*).

Multifunkcionalni automatizirani manipulator, koji se nalazi u bušaćem postrojenju, treba ispunjavati 2 bitna kriterija:

1. PRECIZNOST - razmatra se kao preciznost pozicioniranja izvršnog članka u zadanoj točki (apsolutna preciznost) i kao sposobnost manipulatora da ponavljajući izvodi pozicioniranje s odgovarajućom točnošću (ponovljivost)
2. PONOVLJIVOST - relevantan kriterij, a ovisi najviše o obliku proizvoda i dodatne opreme (npr. dodavanje cijevi, stojki).

Pored spomenutih modela automatiziranih manipulatora za dodavanje i pričvršćivanje bušaćih cijevi, postoje i druge izvedbe. Naime, struktura je analogna spomenutom modelu (koji se može promatrati kao industrijski manipulator / robotska ruka), međutim, razlikuju se pozicija, tj. lokacija na koju je automatizirani manipulator postavljen u bušaćem postrojenju. Sukladno navedenom, pored spomenutog manipulatora sa Slike 2.25 koji je postavljen na bušaću postolje, postoje i izvedbe gdje se automatizirani manipulator, koji obavlja jednake operacije i zadatke, montira na bušaći toranj. Slika 2.27 prikazuje jednu od izvedbi [18]:



Slika 2.27: Automatizirani manipulator na bušaćem tornju; *WeatherFord*

Navedeni primjer se, također, može promatrati kao industrijski robot RRR strukture. Manipulator služi za vertikalnu manipulaciju sa bušaćim cijevima, a karakterizira ga jednostavna integracija u strukturu bušaćeg postrojenja, finoća pokreta i ponavljanja istih radnji, što u konačnici rezultira povećanjem efikasnosti operacije, te fleksibilnost. Sljedeći primjer predstavlja složeniju izvedbu *WeatherFord* – ovog manipulatora, odnosno riječ je o sustavu vertikalne manipulacije sa bušaćim cijevima koji se sastoji od više automatiziranih manipulatora koji su povezani u paralelu. Spomenuti sustav, predstavljen od strane tvrtke *AkerSolutions*, prikazan je Slikom 2.28 [3]:



Slika 2.28: Automatizirani vertikalni sustav za manipulaciju bušaćim cijevima; *AkerSolutions*

Navedeni automatizirani sustav, pored protukolizijske funkcije, karakterizira pojačani zahvat cijevi, te je ujedno povećana pouzdanost i sigurnost u radnoj okolini. Sustav se, kao što je spomenuto, sastoji od više automatiziranih manipulatora koji su sinkronizirani u svojoj radnji, te bušaču cijev pridržavaju na više točaka. Treba spomenuti da je sustav predviđen na način da se lako može implementirati u bušaće postrojenje, odnosno riječ je o vrlo fleksibilnom sustavu. Nedostatak predstavlja nemogućnost prijenosa cijevi iz horizontalne u vertikalnu (radnu) ravninu, te se u spomenutu svrhu sustavu dodaje modul koji ima ulogu elevatora, odnosno dizalice.

Na bušačim postrojenjima, prisutni su automatizirani manipulatori jednostavnije strukture, odnosno prisutni su i sustavi nižeg stupnja kompleksnosti, poput automatiziranog manipulatora koji asistira manipulatoru višeg stupnja, u pridržavanju ili dodavanju cijevi, prikazan Slikom 2.29 [3]. Zadaća navedenog manipulatora je dodavanje bušnih cijevi u točno određenoj orijentaciji (vertikalnoj), te pridržavanje prilikom preuzimanja cijevi od manipulatora kompleksnije strukture, primjerice sa Slike 2.28.

Uz dosad navedeno, potrebno je spomenuti i otpremač bušačkih cijevi, prikazana Slikom 2.30. Automatizirani otpremač ³ bušačkih cijevi, također pripada kategoriji podsustava nižeg stupnja koji asistira sustavu višeg stupnja, a zadaća joj je da osigura podizanje bušačkih cijevi iz horizontalne pozicije (pozicija u kojoj se doprema)

³*Conveyor* - prenosilo, otpremač, tekuća vrpca; uređaj za neprekidno prenošenje tereta po određenoj stazi na relativno male udaljenosti



Slika 2.29: Automatizirani manipulator nižeg stupnja; *AkerSolutions*

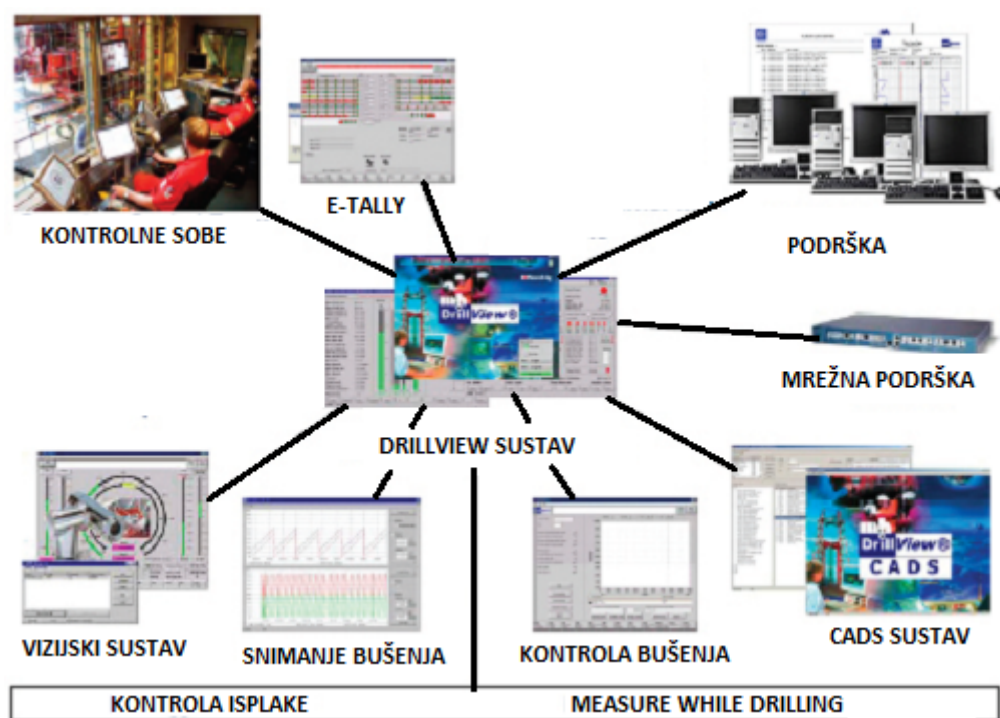
u vertikalnu, radnu poziciju [3]. Navedeni podsustav se nalazi na pristupnom mostu (platforma) bušačkog tornja. Čelični most (platforma) je neposredno ispred bušačkog tornja, na kojem se drže pasovi bušačkih šipki prije njihova uvlačenja na radno podište tornja.



Slika 2.30: Automatizirani otpremač bušačkih cijevi; *AkerSolutions*

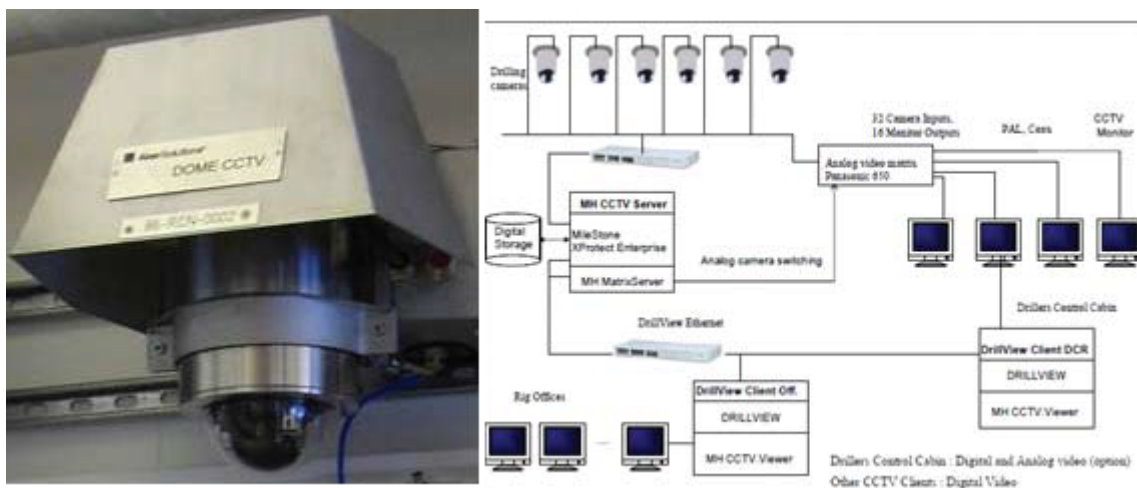
2.7. Sustavi nadzora rada bušnog pogona

Činjenica je da je u modernim bušaćim postrojenjima prisutan sustav kontrole; od manjih mehatroničkih podsustava do složenih kompleksnih sklopova, te u krajnjoj liniji kontrola i regulacija kompletnog procesa. Dijagnostika, praćenje procesa, prikupljanje podataka, daljinsko upravljanje pojedinih aktuatora je kontrolirano od strane pripadajućih PLC-a (povezani *profibus* sabirnicom). Kompletan sustav ima integriran mrežni server i sa mreže se mogu povlačiti podaci bežičnim putem (WAN) ili sa lokalne mreže (LAN), te se podaci skupljeni putem senzora mogu spremati na server i obrađivati. Slika 2.31 prikazuje povezanost sustava i način na koji se prate procesi na bušaćem postrojenju [3].



Slika 2.31: *DrillView* sustav nadzora; *AkerSolutions*

CADS (eng. *Configurable Automatic Drilling System*) predstavlja kontrolni sustav koji asistira u bušenju. Sustav sadrži predefinirane sekvence procesa bušenja, te je postignuto bolje izvršavanje operacija i povećana je sigurnost. *E – Tally* (eng. *Electronic Tally Book*) je sustav koji prati prolaz cijevi, koje ne trebaju biti markirane (označene), kroz otvor bušačkog tornja. Sustav prati poziciju cijevi, trenutno stanje bušne kolone i potrebu za dodavanjem novih cijevi, a sve izračune vrši na temelju modela cijevi koji operater unese u sustav [3]. U sustavu su, također, prisutne kamere (koje u nekim slučajevima mogu zamijeniti i neke od senzora) koje prate proces bušenja u samoj bušotini. Kamere predstavljaju dobro rješenje, jer se svi procesi i operacije u bušotini mogu pratiti u aktualnom vremenu, te se može, ako je to potrebno, odmah i reagirati u slučaju da se neka operacija ne odvija kako bi trebala. Prednost vizijskih sustava (CCTV) je mogućnost snimanja nekih operacija, čije snimke kasnije mogu poslužiti za obuku drugih radnika, analiziranje sigurnosti pojedine operacije, te dokumentaciju [3]. Slika 2.32 prikazuje primjer vizijskog sustava u bušačim postrojenjima.



Slika 2.32: Vizijski sustav u bušačim postrojenjima (CCTV); *AkerSolutions*

Kontrolne sobe, tj. kabine u kojima se svi procesi prate su prikazane Slikom 2.33.



Slika 2.33: Kontrolne sobe; *AkerSolutions*

3. REGULACIJA SUSTAVA NAFTNOG BUŠENJA

U ovom poglavlju će biti dan pregled rješenja sustava regulacije i procjene ključnih dinamičkih varijabli i dijagnostike s ciljem poboljšanja dinamičkih svojstava, a koji se odnose na mehatroničke sustave naftnog bušenja. Suština procesa bušenja realizirana je kroz podzemnu opremu, stoga će započeti sa rješenjima regulacije bušnog vretena, sklopom koji se, iz aspekta modeliranja matematičkog modela sastoji od tri segmenta: pogona, bušaćih cijevi, te niza bušaćih alatki sa dlijetom. Uz spomenuti sklop, u poglavlju će biti ponuđen pregled rješenja regulacije bušaće dizalice, isplačnog sustava, te automatiziranih manipulatora koji asistiraju u procesu dodavanja bušaćih cijevi.

Rad podzemne opreme diktira radom ostatka postrojenja. Kao što je spomenuto, u nadzemnom bušaćem postrojenju nalaze se uređaji pomoću kojih se prati i upravlja proces (dijagnostika, analiza i slično), te je postupak praćenja fokusiran na ponašanje opreme u podzemnom dijelu. Stoga, može se reći da podzemna oprema predstavlja ključni segment postrojenja, te je kompletan proces bušenja

usmjeren na rad i pouzdanost podzemne opreme.

Da bi pristupili analiziranju i pružanju rješenja vezanog za bušno vreteno, potrebno je prvo navesti koji su uzroci i oblici poteškoća prisutni na bušnom vretenu. Poteškoće koje su prisutne na bušnom vretenu su vezane za vibracije, a prema [10], one se dijele na slijedeći način:

1. TORZIJSKE VIBRACIJE - torzijske (rotacijske) vibracije su posljedica *stick – slip* efekta. Uzrok je nelinearna interakcija između dlijeta i kamena na dnu bušotine i stijenki bušotine.
2. LATERALNE VIBRACIJE - vibracije koje uzrokuju savijanje, a javljaju se zbog ekscentričnosti cijevi i šipki bušnog vretena, koje rezultiraju centripetalnim silama za vrijeme rotacije.
3. LONGITUDALNE VIBRACIJE - aksijalne vibracije koje su uzrokovane udarnim kretanjem dlijeta o dno bušotine.
4. HIDRAULIČKE VIBRACIJE - vibracije prisutne u isplachnom sustavu, koje su uzrokovane radom pumpe.

Kako bi se pristupilo postavljanju matematičkog modela i predlaganju rješenja, potrebno je prvo objasniti neke od efekata koji su prisutni u radu bušenja, a riječ je o utjecaju trenja i *stick – slip*

efektu. Trenje se, prema standardu DIN 5281, definira kao otpor koji se javlja između površina naližeganja dvaju tijela i suprostavljaja se međusobnom gibanju bilo klizanjem, bilo kotrljanjem ili valjanjem (trenje gibanja; kinetičko trenje) ili onemogućuje gibanje (trenje mirovanja; statičko gibanje) [11]. Modeli trenja koji se koriste prilikom izrade matematičkih modela za simulaciju rada podzemne opreme su *Coulomb – ov* model, *Stribeck – ov* model, te *Karnopp – ov* model trenja. *Coulomb – ov* model trenja, predstavlja klasični model statičkog trenja. Iznos sile trenja proporcionalan je okomitoj (normalnoj) sili i neovisan je o iznosu dodirne površine, opisano sljedećim izrazom:

$$F_C = \mu F_N \quad (3.1)$$

Sukladno navedenom izrazu, izraz za *Coulomb – ovo* trenje je opisano izrazom:

$$F = F_C \text{sign}(\nu) \quad (3.2)$$

Neodređenost sile trenja za vrijednost $\nu = 0$ predstavlja nedostatak opisanog modela.

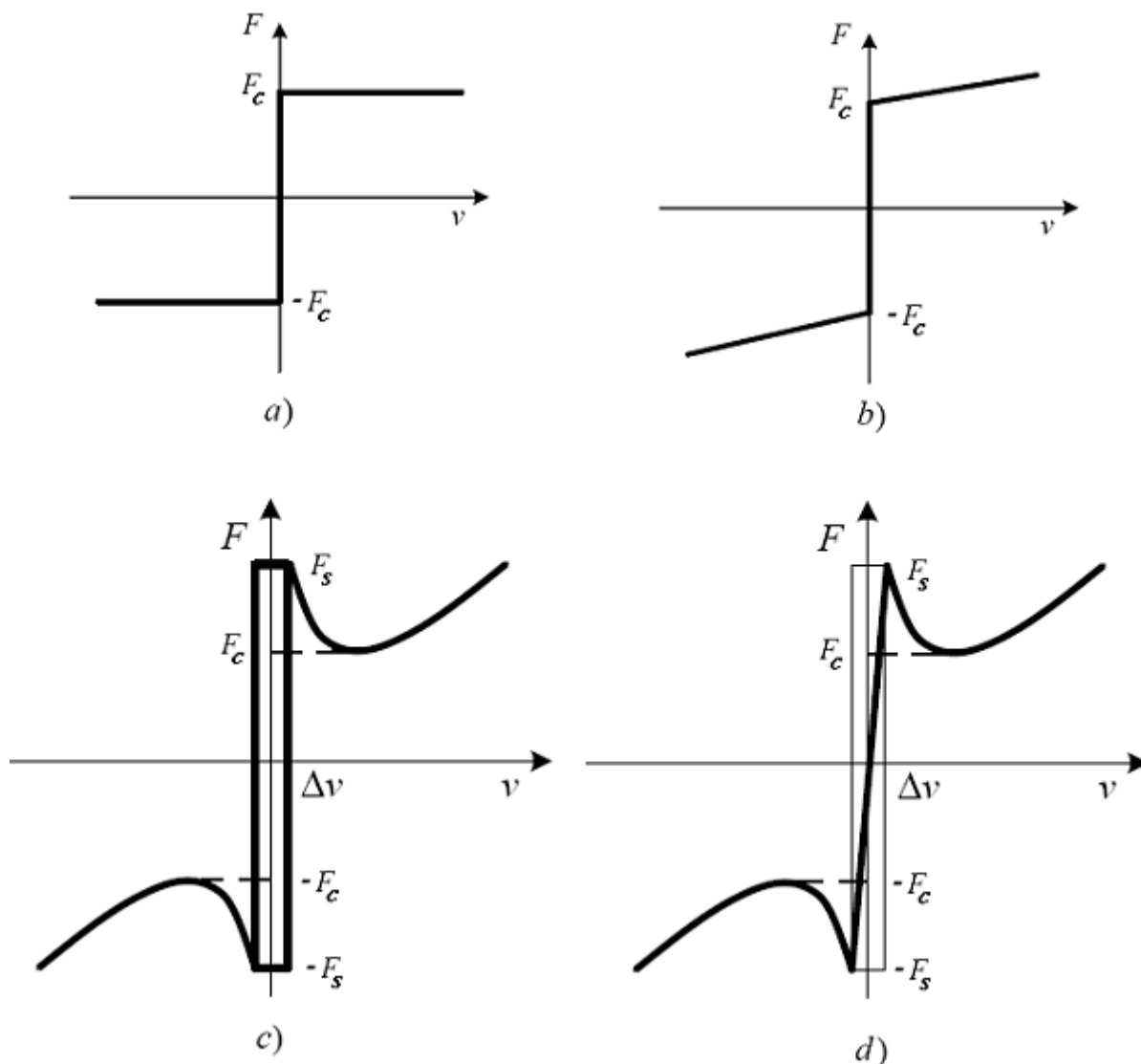
Stribeck – ov model trenja karakterizira uvođenje kontinuiranog prijelaza između statičkog i dinamičkog trenja. Efekt se obično opisuje

funkcijom koja je opisana sljedećim izrazom [11]:

$$F = (F_C + (F_S - F_C)e^{-(\frac{|\nu|}{\nu_s})^\delta})\text{sign}(\nu) \quad (3.3)$$

Navedeni modeli imaju nedostatak sa aspekta modeliranja i upravljanja, a odnosi se na činjenicu da je potrebno detektirati slučajeve kada je relativna brzina jednaka nuli. *Karnopp – ovim* modelom je predloženo korištenje zone neosjetljivosti, tj. intervala $|v| < \delta v$. Ako je relativna brzina gibanja unutar spomenutog intervala, smatra se da nema relativnog gibanja tijela u kontaktu. Kako postojanje zone neosjetljivosti nije fizikalno, često se koriste različite modifikacije spomenutog modela od kojih se najčešće koristi aproksimacija sile trenja vrlo strmim pravcem na intervalu $[-\Delta\nu, \Delta\nu]$. Na Slici 3.1 su prikazani spomenuti modeli trenja.

Stick – slip efekt se karakterizira kao oscilatorno gibanje tijela, koje nastaje kao posljedica naglog prelaska iz područja statičkog trenja (trenje mirovanja) u područje kinetičkog trenja (trenje klizanja). Zbog činjenice da je iznos statičkog trenja značajno veći od iznosa trenja u režimu klizanja, prilikom prelaska iz režima statičkog u režim kinetičkog trenja dolazi do naglog smanjenja sile trenja. Spomenuti efekt pripada skupini negativnih, tj. štetnih efekata trenja u sustavima upravljanja. Konkretno, problem je vezan za vibracije prisutne u procesu bušenja, na bušnom vretenu, koje mogu rezultirati smanjenjem vijeka trajanja motora, bušnog vretena, te drugih



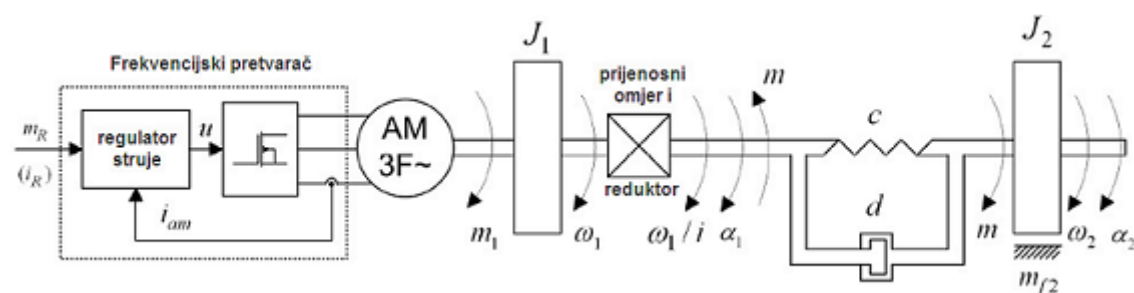
Slika 3.1: a) *Coulomb – ov* model b) *Stribeck – ov* model c) *Karnopp – ov* klasični model d) *Karnopp – ov* modificirani model

komponenti.

Nakon što su navedene poteškoće i efekti koji su prisutni u procesu bušenja, u nastavku će biti dan pregled metode uklanjanja poteškoća, te regulacije i estimacije ključnih varijabli procesa bušenja i pojedinih mehatroničkih podsustava.

3.1. Aktivno prigušenje vibracija

Sklop, tj. mehanizam koji predstavlja objekt upravljanja može se promatrati, kako je spomenuto u prethodnom poglavlju, kao torzijsko njihalo s dvije zamašne mase. Prilikom spomenute pretpostavke modela mehanizma, treba napomenuti da zamašne mase predstavljaju pogon na jednom kraju, a dlijeto na drugom kraju (u pretpostavci se dlijeto, teške cijevi i stabilizatori promatraju kao jedna kompaktna cjelina, odnosno kruto tijelo) bušnih cijevi, koje se promatraju kao torzijska opruga koja ima torzijsku krutost c . Opisana pretpostavka je prikazana Slikom 3.2.



Slika 3.2: Principna shema pretpostavljenog dvomasenog sustava

Pogon, čiji je moment inercije označen na Slici 3.2 sa J_1 , predstavlja masu koja je direktno spojena na podzemnu opremu, pokreće i "sudjeluje" u oblikovanju dinamike i kinematike podzemnog dijela opreme koji je u dodiru sa dnom bušotine, čiji je moment inercije označen sa J_1 na Slici 3.2. Kako bi proces bušenja bio realiziran, potrebno je ostvariti prijenos torzijskog momenta od pogona prema dlijetu, koje se nalazi na drugom kraju. Torzijski moment, koji je

potreban da bi se pokrenulo dlijeto, naziva se zakretni moment dlijeta, a u literaturi je označen sa T_{OB} ¹. Drugi uvjet, kako bi proces bušenja bio realiziran, je ostvarivanje dinamičke sile, koja je usmjerena prema dlijetu, a njen vektor se nalazi na glavnoj rotacijskoj osi bušnog vretena i orijentiran je u smjeru bušenja. Spomenuta sila označava silu nasjedanja, a u literaturi se označava sa W_{OB} ².

U standardnim izvedbama, regulacija brzine pogona se je ostvarena preko PI regulatora. Prema [12], dobiveni rezultati simulacije regulacije mehanizma bušnog vretena preko PI regulatora, pokazuju da PI regulator brzine vrtnje uspijeva pratiti referencu zadane brzine, međutim problem leži u činjenici da je mehanizam vrlo elastičan, stoga spomenuti regulator ne može kvalitetno regulirati brzinu vrtnje dlijeta, koji predstavlja drugu zamašnu masu. Kako bi se poboljšala kvaliteta regulacije pogona bušnog vretena, regulator brzine vrtnje se proširuje dodatnim povratnim petljama po torzijskom kutu $\Delta\alpha$ i brzini vrtnje dlijeta ω_2 . Budući da se navedene varijable ne mogu mjeriti, one se procjenjuju primjenom odgovarajućeg sustava estimacije. Regulatoru je dodana i estimacija primjenjenog torzijskog momenta na dlijetu, te je na taj način projektiran regulator stanja punog reda.

Rezultati simulacije su pokazali da je odziv brzine vrtnje dlijeta dobro prigušen, postiže se kvaziaperiodski odziv brzine vrtnje dlijeta, bez torzijskih vibracija, ali da odziv kasni, te se određene torzijske vibracije mogu primjetiti u odzivima brzine vrtnje motora i torzij-

¹ T_{OB} - *TorqueOnBit*; Zakretni moment koji se prenosi na dlijeto

² W_{OB} - *WeightOnBit*; Sila nasjedanja na dlijeto

skog momenta. Problem, također, predstavlja nepraktičnost implementacije u praktičnoj izvedbi zbog sustava estimacije, koji je zbog derivirajućeg djelovanja podložan smetnjama [12].

Jedan od pristupa pri projektiranju regulatora koji je implementiran u sustav aktivnog prigušenja torzijskih vibracija, izvršen je na način da je sustavu regulacije brzine vrtnje, s PI regulatorom, dodan nadređeni sustav, zasnovan na *Luenberger – ovom* estimatoru momenta torzije. Navedeni estimator predstavlja prikaz dinamičkog modela rotacijske dinamike motora, gdje se oscilatorni moment torzije osovine tretira kao poremećajna veličina [13]. Prema rezultatima simulacije, obrađenim u [13], sustav regulacije, koji je proširen aktivnim prigušenjem, nadređenim PI regulatoru brzine vrtnje motora, temeljenim na povratnoj prigušnoj petlji po estimiranom momentu, pokazano je da se oscilacije momenta torzije i brzine vrtnje na strani dlijeta uspješno prigušuju. Kako bi se očuvala statička točnost regulacijskog sustava dodana je i povratna petlja po brzini vrtnje motora. Sustav aktivnog prigušenja je, u navedenom slučaju, osjetljiv na promjenu faktora krutosti bušnih cijevi, što je posljedica dodavanja cijevi kako proces bušenja napreduje.

U principu, kako bi se postigla regulacija bušnog vretena sa aktivnim prigušenjem torzijskih vibracija, potrebno je ispuniti neke zahtjeve. Zahtjev pogona, koji treba biti ispunjen, je mogućnost mjerenja brzine motora, s tim da u sustavu postoji brza i dobro prigušena povratna petlja za regulaciju struje armature motora, odnosno zakretnog momenta, a spomenuta regulacijska petlja je implementirana u

tranzistorski frekvencijski pretvarač. Kao što je spomenuto, regulacija brzine motora je izvediva preko PI regulatora, međutim PI regulator mora biti proširen povratnom regulacijskom vezom za aktivno prigušenje torzijskih vibracija, koji se prema [14], označava kao PIm regulator brzine. Torzijski moment bušnog vretena i brzina dlijeta se estimiraju preko brzine motora i zakretnog momenta motora, koji su procjenjivi pomoću *Luenberger – ovog* estimatora. Kako bi se postigla optimalna prilagodba, odnosno podešavanje, bez obzira na varijabilne parametre, razvijena je metoda automatskog podešavanja, *Auto – tuning* [14]. Pretpostavka modela bušnog vretena, prikazana je Slikom 3.2. Pretpostavlja se da su gubici uslijed trenja u reduktoru zanemarivi. Nadalje, pretpostavlja se da je regulacija zakretnog momenta motora (struje) implementirana u frekvencijski pretvarač. Vibracije bušnog vretena, prilikom procesa bušenja, mogu biti pobuđene od strane operatera ili perturbacijama koje se javljaju uslijed trenja koje je prisutno prilikom zakretanja na strani dlijeta (kontakt sa dnom bušotine). Prema [14], za podešavanje PIm regulatora i *Luenberger – ovog* estimatora potrebne su vrijednosti rezonancijskih frekvencija bušnog vretena i vrijednosti inercija J_1 i J_2/i^2 . Vrijednosti prirodnih rezonancijskih frekvencija se određuju na način da se privremeno pobuđuju (potrebno privremeno pobuditi rezonancijske frekvencije) i estimiraju pomoću *Kalman – ovog* filtera, tj. parametarskog estimatora rezonancijske frekvencije (postoji i estimator varijabli stanja). Kako bi se izbjegli nelinearni efekti trenja na strani alata (dlijeto), prilikom podešavanja, dlijeto mora

biti podignuto u odnosu na dno bušotine, odnosno ne smije biti u kontaktu sa dnom bušotine. Prvi korak estimiranja parametara rezonancijskih frekvencija, sastoji se od estimacije prirodne rezonancijske frekvencije na strani alata, Ω_{02} . Pogon je reguliran brzim PI regulatorom, podešenim prema simetričnom optimumu. Rezultat toga je "kruta" regulacija brzine vrtnje motora ω_1 i odgovarajuće pobuđivanje prirodne rezonancijske frekvencije na strani alata, Ω_{02} . Drugi korak su prirodne rezonancijske frekvencije Ω_0 . Moment motora se drži na konstantnoj vrijednosti koja odgovara prosječnom momentu motora, koji je zadan u prvom koraku. U bušnom vretenu su prisutne vibracije sa rezonancijskom frekvencijom Ω_0 koje prenosi motor, te su izvučene iz signala ω_1 . Estimacija prirodnih rezonancijskih frekvencija Ω_0 i Ω_{02} , temeljena je na modelu slobodnog oscilatora, prema [14]:

$$\frac{d^2x}{dt^2} + \Omega^2x = 0 \quad (3.4)$$

gdje je x pogonska varijabla bušnog vetena (moment motora m_R u prvom koraku i brzina vrtnje ω_1 u drugom koraku), dok je Ω prirodna rezonancijska frekvencija koju je potrebno estimirati. Diskretna forma oscilirajućeg modela, prema [14], dana je sljedećim izrazom:

$$x(k) = 2x(k-1) - [1 + T^2\Omega^2]x(k-2) \quad (3.5)$$

Prema [14], na temelju navedenog modela, jednadžbe *Kalman* – *ovog* filtera za rezonancijsku frekvenciju su prikazane sljedećim izrazima:

$$P(k) = P(k-1) - K(k-1)H(k-1)P(k-1) + Q(k-1) \quad (3.6)$$

$$H(k) = \frac{\delta x(k)}{\delta \hat{\Omega}^2(k)} = -T^2 x(k-2) \quad (3.7)$$

$$K(k) = \frac{P(k)H(k)}{P(k)H^2(k) + R(k)} \quad (3.8)$$

$$e(k) = x(k) - 2x(k-1) + [1 + T^2 \hat{\Omega}^2(k-1)]x(k-2) \quad (3.9)$$

$$\hat{\Omega}^2(k) = \hat{\Omega}^2(k-1) + K(k)e(k) \quad (3.10)$$

gdje je Q željena estimacija parametra perturbacija, R varijanca šuma/buke mjerenja koja se može podesiti na vrijednost $R = 1$, P parametar estimacije pogreške, K pojačanje estimatora, a $\hat{\Omega}$ estimirana prirodna rezonantna frekvencija. Sukladno navedenom, prirodna frekvencija vibracija na strani alata, kada je, primjerice, pogon reguliran regulatorom za velike brzine, je dana sljedećim izrazom [14]:

$$\Omega_{02} = \sqrt{\frac{c}{J_2}} \quad (3.11)$$

Prirodna frekvencija vibracija neopterećenog bušnog vretena, dana je sljedećim izrazom [14]:

$$\Omega_0 = \sqrt{\frac{c}{i^2} \left(\frac{1}{J_1} + \frac{i^2}{J_2} \right)} \quad (3.12)$$

Preostaje još navesti izraz za prirodnu frekvenciju koja se odnosi na vibracije motora/pogona, kada je kraj sa dlijetom / alatom blokirano, a izraz je sljedeći [14]:

$$\Omega_{01} = \sqrt{\frac{c}{J_1 i^2}} \quad (3.13)$$

Navedene jednačbe, (3.11), (3.12) i (3.13), pomažu pri formiranju izraza koji predstavlja parametre PIm regulatora i projektiranja *Luenberger – ovog* estimatora, a izraz je sljedeći [14]:

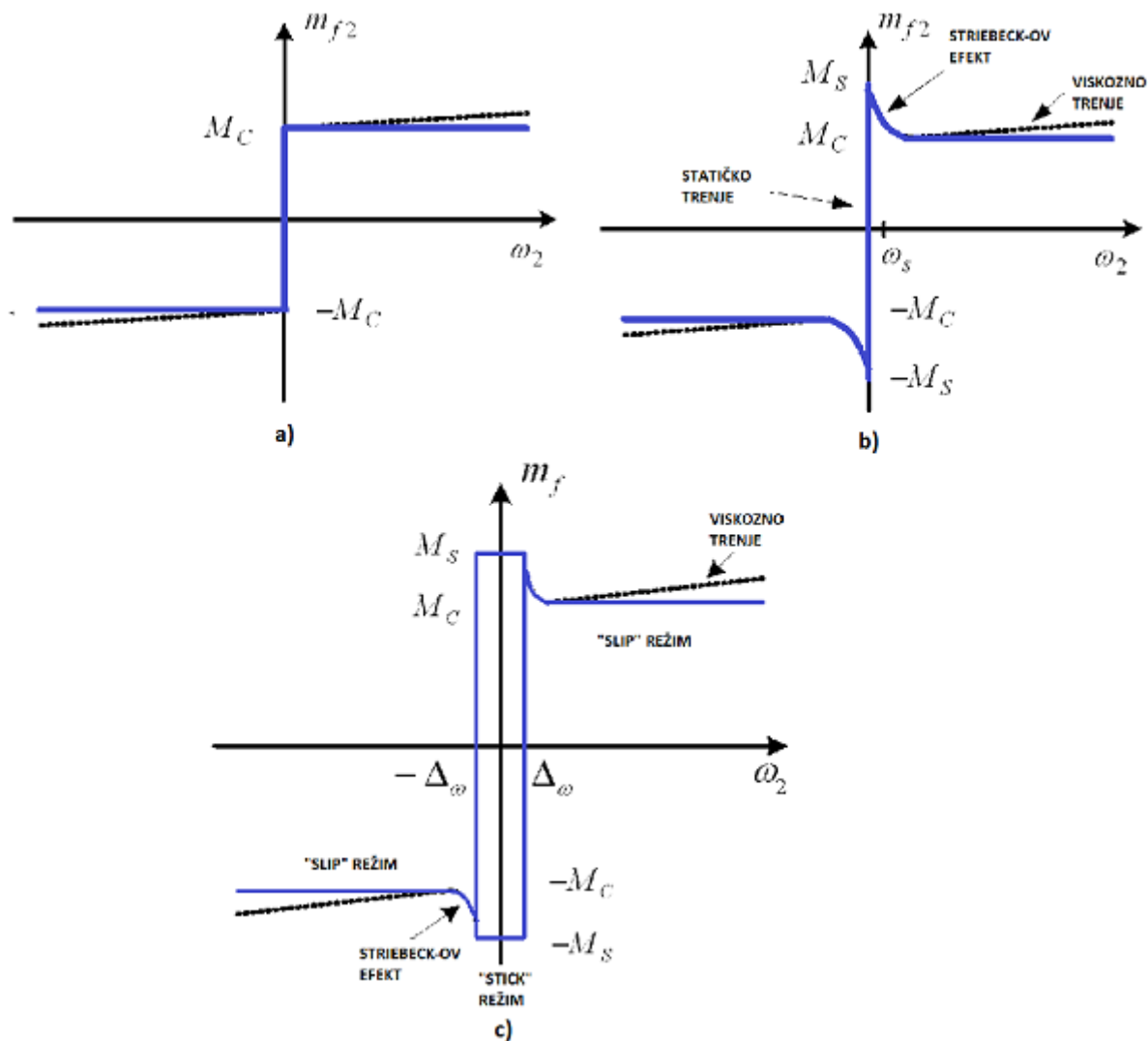
$$\Omega_0^2 = \Omega_{01}^2 + \Omega_{02}^2 \quad (3.14)$$

$$J_2^* = \frac{J_2}{i^2} = J_1 \frac{\Omega_{01}^2}{\Omega_{02}^2} = J_1 \left(\frac{\Omega_0^2}{\Omega_{02}^2} - 1 \right) \quad (3.15)$$

gdje J_2^* označava moment inercije alata određenu osovinom motora. Model trenja koji je poslužio u definiranju parametara je generalizirani model *Striebeck – ovog* trenja, koji se odnosi na zakretni momenta trenja na strani dlijeta. Analogno izrazu (3.3), izraz za model trenja, u pretpostavci, je sljedeći [14]:

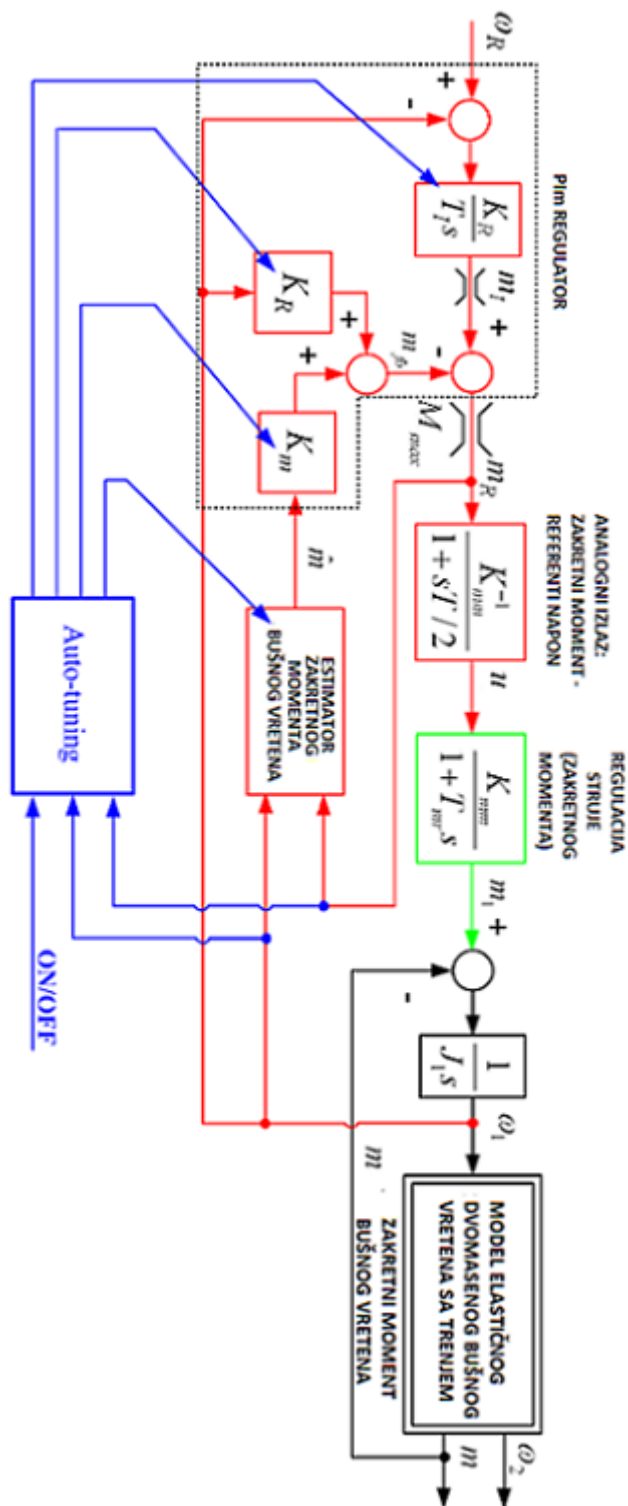
$$m_{f2}(\omega_2) = (M_C + (M_S - M_C)e^{-(\frac{|\omega_2|}{\omega_2})^\delta}) \text{sign}(\omega_2) \quad (3.16)$$

gdje M_C označava *Coulomb – ovo*, a M_S *Striebeck – ovo* statičko trenje zakretnog momenta na strani alata. Kako bi se povećala efikasnost modela trenja, uvodi se i *Karnopp – ov* statički model trenja, s ciljem vjernijeg oponašanja (djelovanja sustava) dlijeta, tj. strane alata [14]. Modeli trenja su prikazani Slikom 3.3.



Slika 3.3: a) *Coulomb* – ov model b) *Stribeck* – ov model c) *Karnopp* – ov model

Prema [14], kompletni model regulacije brzine vrtnje bušnog vretena prikazan je Slikom 3.4.



Slika 3.4: Kompletni model regulacije brzine vrtnje bušnog vretena prema [14]

Opći izraz za prijenosnu funkciju je:

$$G(s) = \frac{y(s)}{y_R(s)} = \frac{1}{A(s)} \quad (3.17)$$

gdje y označava izlaznu vrijednost, y_R ulaznu, referentnu varijablu, a $A(s)$ karakteristični polinom, koji je, prema [14], izražen sljedećim izrazom (kriterij optimalnog prigušenja):

$$A(s) = D_n D_{n-1}^2 \cdots D_2^{n-1} T_e^n s^n + D_{n-1} D_{n-2}^2 \cdots \cdots D_2^{n-2} T_e^{n-1} s^{n-1} + \cdots + D_2 T_e^2 s^2 + T_e s + 1 \quad (3.18)$$

gdje T_e predstavlja karakterističnu vremensku konstantu sustava, a D_2, D_3, \dots, D_n predstavljaju karakteristične odnose optimuma prigušenja, koji u optimalnim uvjetima imaju vrijednost $D_i = 0.5$. S ciljem da se karakterizira regulacija brzine bušnog vretena, koristi se frekvencijski odnos, koji je opisan sljedećim izrazom [14]:

$$r_{EM} = \frac{\Omega_0}{\frac{1}{T_{par}}} = \Omega_0 T_{par} \quad (3.19)$$

gdje T_{par} predstavlja parazitsku vremensku konstantu, koja opisuje cjelokupni ekvivalent dinamike brzog estimatora zakretnog momenta bušnog vretena. Ako se pretpostavi da je, prema izrazu (3.19), $r_{Em} \leq 0.3$, dvomaseni sustav se tretira na način da je između masa meka veza. Sukladno navedenom, prijenosna funkcija sustava poprima sljedeći izraz [14]:

$$G(s) = \frac{i\omega_2(s)}{\omega_R(s)} = \frac{1}{\frac{J_1+J_2^*}{K_R\Omega_{02}^2} T_I s^4 + \frac{T_I}{\Omega_{02}^2} s^3 + \left(\frac{J_1+(1+K_m)J_2^*}{K_R} T_I + \frac{1}{\Omega_{02}^2}\right) s^2 + T_I s + 1} \quad (3.20)$$

Sukladno izrazu (3.20), izarzi za parametre PIm regulatora su sljedeći [14]:

$$T_I = T_e = \frac{1}{D_2 \sqrt{D_3} \Omega_{02}} \quad (3.21)$$

$$K_R = \frac{J_1 + J_2^*}{D_4 D_3^2 D_3^3 T_I^3 \Omega_{02}^2} \quad (3.22)$$

$$K_m = \frac{1}{J_2^*} (D_2 K_R T_I - J_1 - J_2^* - \frac{K_R}{T_I \Omega_{02}^2}) \quad (3.23)$$

gdje se izraz (3.21) odnosi na integralnu vremensku konstantu PI regulatora, izraz (3.22) na pojačanje proporcionalne komponente PI regulatora, a izraz (3.23) na pojačanje povratne veze zakretnog momenta bušnog vretena.

Sljedeći korak je projektiranje *Luenberger – ovog* estimatora. Estimator se mora projektirati na način da se preslika rotacijska dinamika motora, gdje je bušno vreteno modelirano prema načelu poremećaja drugog reda i ispravljanju estimacijske pogreške

($e = \omega_1 - \hat{\omega}_1$), te su, prema [14], definirani sljedeći izrazi:

$$\frac{d\hat{\omega}_1}{dt} = \frac{1}{J_1} (m_1 - \hat{m}_r) + K_{e1} (\omega_1 - \hat{\omega}_1) \quad (3.24)$$

$$\frac{d\hat{m}_r}{dt} = \hat{m}_r - K_{e2} (\omega_1 - \hat{\omega}_1) \quad (3.25)$$

$$\frac{\hat{m}_r}{dt} = -K_{e2} (\omega_1 - \hat{\omega}_1) \quad (3.26)$$

Brzina dlijeta u odnosu na osovinu motora je dana izrazom [14]:

$$\hat{\omega}_2 = \hat{\omega}_1 - \frac{i^2}{c} \hat{m}_r = \hat{\omega}_1 - \frac{1}{J_1 \Omega_{02}^2} \hat{m}_r \quad (3.27)$$

Sukladno navedenom, prijenosna funkcija estimatora je dana izrazom [14]:

$$\begin{aligned} \hat{m}(s) &= \frac{\frac{K_{2e}}{K_{3e}}s + 1}{\frac{J_1}{K_{3e}}s^3 + \frac{K_{1e}}{K_{3e}}s^2 + \frac{K_{2e}}{K_{3e}}s + 1} (m_1(s) - sJ_1\omega_1(s)) = \\ &= \frac{\frac{K_{2e}}{K_{3e}}s + 1}{\frac{J_1}{K_{3e}}s^3 + \frac{K_{1e}}{K_{3e}}s^2 + \frac{K_{2e}}{K_{3e}}s + 1} m(s) \end{aligned} \quad (3.28)$$

Karakteristični polinom trećeg reda se računa po istom kriteriju kao i za slučaj karakterističnog polinoma prijenosne funkcije sustava regulacije bušnog vretena, te je izraz sljedeći [14]:

$$A(s) = D_{2o}^2 D_{3o} T_{eo}^3 s^3 + D_{2o} T_{eo}^2 s^2 + T_{eo} s + 1 \quad (3.29)$$

Sukladno navedenim izrazima, izrazi za pojačanja *Luenberger* – *ovog* estimatora su sljedeći [14]:

$$K_{1e} = \frac{1}{D_{2o}D_{3o}T_{eo}} \quad (3.30)$$

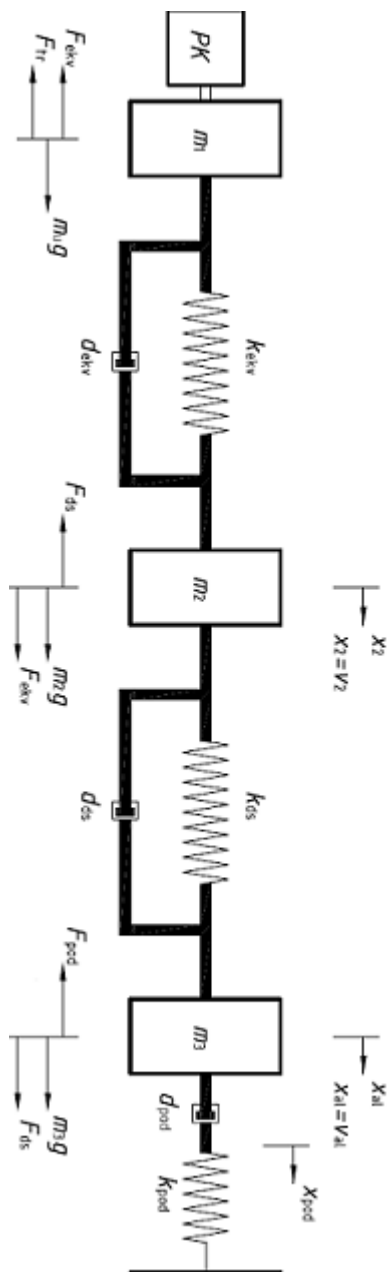
$$K_{2e} = \frac{J_1}{D_{2o}^2D_{3o}T_{eo}^2} \quad (3.31)$$

$$K_{3e} = \frac{J_1}{D_{2o}^2D_{3o}T_{eo}^3} \quad (3.32)$$

gdje su vrijednosti karakterističnih omjera $D_{2o} = D_{3o} = 0.5$, a ekvivalentna vremenska konstanta T_{eo} je jednaka ekvivalentnoj vremenskoj konstanti regulacijske petlje bez estimatora, $T_{eo} = T_I$, u intervalu $T_{eo} = T_I/6 - T_I/2$, formirajući, na taj način, brzi estimator [14].

Sustav aktivnog prigušenja, koji je do sada bio opisivan, odnosi se na prigušenje torzijskih vibracija, te je povezan sa pojmom zakretnog momenta T_{OB} . S druge strane, bit će ponuđen pregled sustava za rješavanje problema sa aksijalnim, tj. longitudinalnim vibracijama, koje nastaju uslijed udarnog kretanja dlijeta o dno bušotine, a one su povezane sa pojmom sile nasjedanja W_{OB} , te regulacijom sile nasjedanja. Da bi se pristupilo rješavanju problema sa aksijalnim, tj. longitudinalnim vibracijama, potrebno je modificirati model bušnog vretena, odnosno u model je potrebno uključiti djelovanje bušće dizalice kao pogona udarnog, translatornog gibanja. U sustavu se, u dotičnom slučaju, nalaze tri mase: prva masa predstavlja transformiranu inerciju bubnja bušće dizalice, druga masa, kao u prethodnoj pretpostavci dvomasenog sustava, pogon, a treća masa

je masa na strani alata [15], prikazano Slikom 3.5. U modeliranju je potrebno uzeti u obzir i opružno djelovanje bušnih i teških cijevi, koje su serijski spojene, te krutost kompletnog bušnog vretena [15].



Slika 3.5: Principna shema modela bušnog vretena iz aspekta regulacije sile nasjedanja prema [15]

Sustav za regulaciju sile nasjedanja je preuzet iz [15], te će se samo napraviti osvrt na odabrani model. Prema [15], konačni, dobiveni matematički model bušnog vretena, koji je poslužio za simuliranje i regulaciju sile nasjedanja, je šestog reda. Korišteni matematički model je karakteriziran u procesu simulacije sa više modova longitudinalnih vibracija, kao što su visoko-frekvencijski mod užadi i bubnja dizalice, srednje-frekvencijski mod podloge na strani alata i dominantni nisko-frekvencijski mod vertikalnog pogona koji se odnosi na bušne cijevi, mase alata i motora vršnog pogona. Prema [15], pokazano je da dobiveni model šestog reda, može biti reduciran na model trećeg reda, te je pokazano da dobiveni, pojednostavljeni model trećeg reda može poslužiti za simulaciju, jer dobro rekonstruira dominantnu nisko-frekvencijsku dinamiku vertikalnog pogona, te je dotični reducirani model poslužio za sintezu PID regulatora. Prema [15], pokazalo se da nije moguće kvalitetno regulirati proces PID regulatorom, zbog postojanja slabo-prigušene visoko-frekvencijske i srednje-frekvencijske dinamike zatvorenog regulacijskog kruga, te je kao načelno rješenje predložen regulator varijabli stanja.

Iz dosadašnjeg osvrta, vidljivo je da je regulacija bušnog vretena, odnosno aktivno prigušivanje vibracija koje se pojavljuju prilikom procesa bušenja, iznimno kompleksan i složen problem. Pored spomenutih rješenja, postoji velik broj pristupa rješavanju navedenih problema. U nastavku rada nalazi se pregled drugih mehatroničkih podsustave, koji asistiraju u procesu bušenja.

3.2. Regulacija isplačnog sustava

U ovom dijelu će se izvršiti pregled regulacije isplačnog sustava. Pravila koja vrijede za dinamiku sustava vezana su za pravila i izraze iz mehanike fluida. Glavna komponenta isplačna crpka ili pumpa, koja osigurava dostavu isplake, tj. osigurava trajno i pravovremeno isporučivanje potrebnog toka isplake.

Generalno, bez obzira, na vrstu ili izvedbu isplačne crpke, pogonsku komponentu može predstavljati elektromotorni servopogon ili izravni pogon (eng. *Direct Drive*). Pravila upravljanja i regulacije elektromotornog servopogona su jednaka ranije navedenim pravilima (kaskadna regulacija), pomoću tranzistorskog frekvencijskog pretvarača, a kada je isplačna crpka objekt regulacije, razlikuju se tri veličine koje se reguliraju: protok, tlak i snaga. Načini regulacije se intenzivno razvijaju, a pri tome se nastoji postići održanje visokog stupnja korisnog djelovanja u različitim režimima regulacije i osigurati trajnost isplačne crpke. U slučaju da ne postoji regulacija, isplačna crpka bi uvijek radila punom snagom, a višak fluida bi se prigušivao i vraćao u spremnik (energetski nepovoljno). Kod regulacije protoka, kod svih crpki, isti se može regulirati regulacijom broja okretaja. Broj okretaja crpke ovisi o broju okretaja pogona crpke, te kako je spomenuto regulacija se vrši po pravilima kaskadne regulacije elektromotornog servopogona (tranzistorski frekvencijski pretvarač). Broj okretaja je povezan sa naponom elektromotornog servopogona, što u kaskadnoj regulaciji elektromotornog servopogona spada pod krug regulacije brzine vrtnje. Potreban protok is-

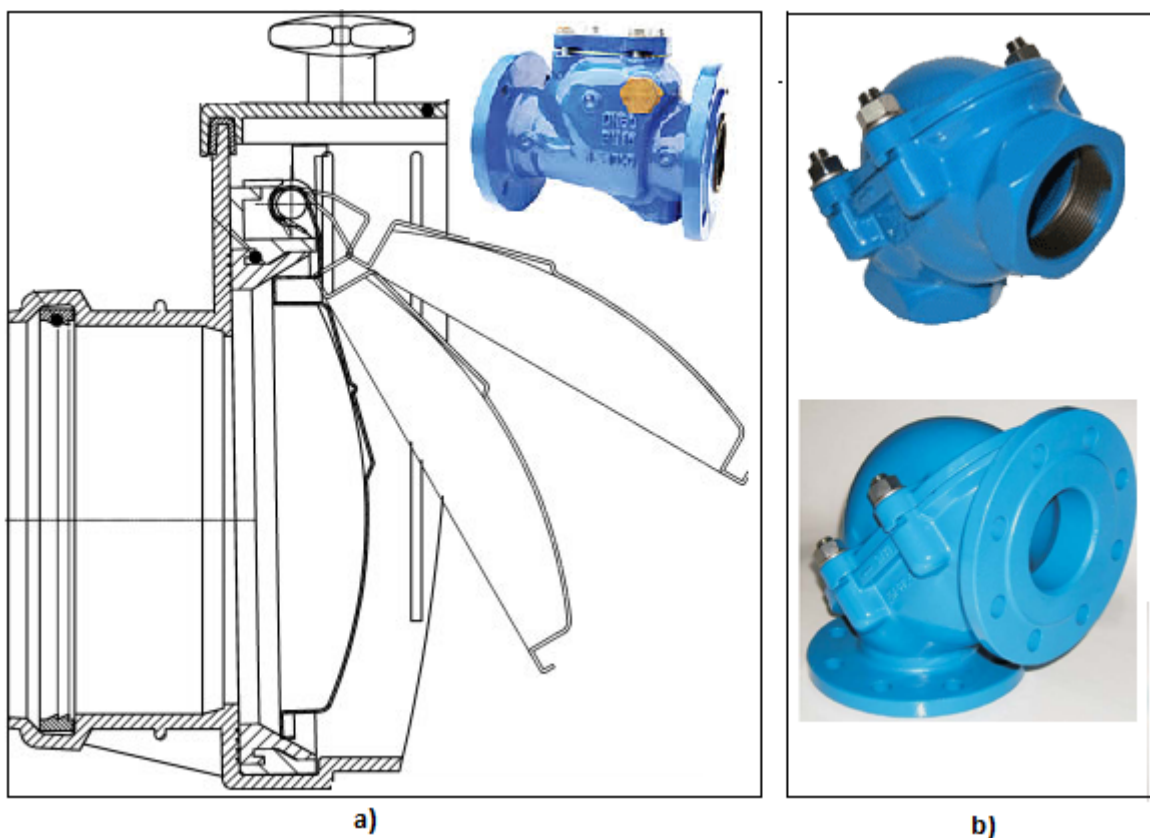
plake, također, može biti realiziran kroz povezivanje više isplachnih crpki u paralelni spoj, gdje se po potrebi, ako je sustavu potreban veći protok isplake, pojedina isplachna crpka dodatno aktivira (više isplachnih crpki radi istovremeno, uključivanje "dodatnog" protoka) ili u suprotnom, manje ili jedna isplachna crpka radi, dok su ostale u stanju mirovanja. Regulacija tlaka djeluje na protok na način da se protok smanjuje s povećanjem tlaka. Tlak, također, utječe na brzinu isplake, jer kada dolazi do pada tlaka, povećava se brzina isplake koja protječe kroz sustav. Pri povećanju tlaka potrebno je postići odgovarajuće smanjenje protoka. Regulacija snage treba osigurati da produkt protoka i tlaka (snaga) bude konstantan. Prema [2], sve veličine koje se trebaju regulirati, mogu se zaokružiti u sljedeći izraz:

$$P_P = \frac{Q_{ip}\Delta p_P}{\eta_P} \quad (3.33)$$

gdje je $P_P = M\omega$ (M je moment na spojci, tj. vratilu; ω je kutna brzina vrtnje) snaga crpke, Q_{ip} protok isplake, Δp_P prirast tlaka u crpki (parametar koji odgovara visini dobave crpke pomnoženoj sa specifičnom težinom radnog fluida), a η_P predstavlja ukupni stupanj korisnog djelovanja crpke. Pravilna regulacija rada isplachne crpke reducira, ranije spomenute, hidrauličke vibracije.

Budući da je isplaka fluid koji konstantno, za vrijeme bušenja kruži kroz postrojenje, potrebno je i održati konstantan tok pomoću sus-

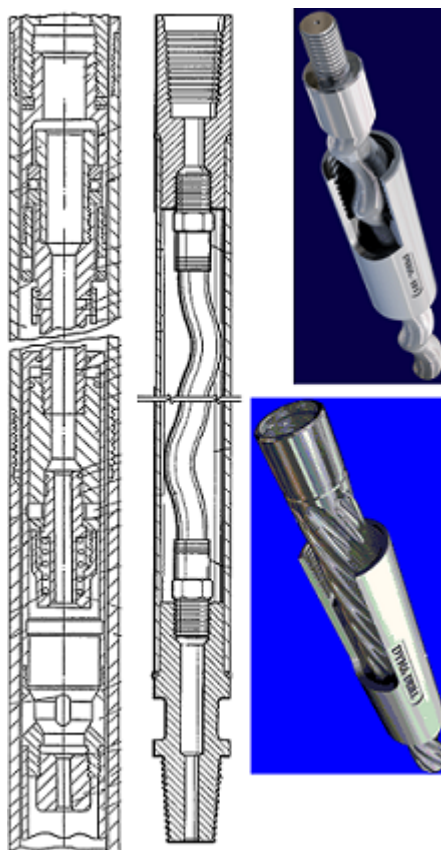
tava ventila. Isplačni fluid ima ulogu rashlađivanja, podmazivanja pojedinih podsustava, te ispiranje krhotina stijene sa dna bušotine. Budući da isplačni fluid sadrži krhotine stijena, te druge abrazivne i potencijalno opasne čestice, a često je i riječ o agresivnom fluidu koji šteti pojedinom podsustavu, na dotičnu komponentu isplačnog sustava se ne mogu primjeniti pravila i oprema za regulaciju kao servoventili i digitalni ventili. Servohidraulika nije primjenjiva na isplačnom sustavu zbog malih dimenzija, stoga se, umjesto navedenog, koriste ventili sa povratnom zaklopkom ili nepovratni ventili s kuglom. Navedeni ventili su prikazani Slikom 3.6.



Slika 3.6: Model dlijeta pogonjenog energijom isplake

Spomenute izvedbe ventila karakterizira visoka nepropusnost, visoki radni tlak (prosječno 1.6Mpa), otpornost na udarce, te su kao takvi prikladni za isplačni fluid.

Kako bi sam proces bušenja bio ostvaren potrebno je regulirati dva toka: transport energije od pogona do alata na dnu i transporta odlomljenih krhotina od dna prema površini. Kao što je spomenuto, model po kojem se opisuje regulacija isplačnog sustava može povući analogiju sa zakonima o protjecanju fluida. Isplaka, koja se kreće, kroz sustav, u nekim izvedbama može poslužiti i kao pokretački medij za dlijeto naftnog bušnog vretena, prikazanog Slikom 3.7.



Slika 3.7: Model dlijeta pogonjenog energijom isplake

Do sada, svi osvrti su se temeljili na pretpostavci da dlijeto, stabilizatori i teške cijevi predstavljaju jednu, kompaktnu, krutu masu na krajnjem dijelu bušnog vretena. U spomenutim izvedbama, bušno vreteno je statično, a rotacijsko gibanje postiže samo dlijeto, tj. dlijeto predstavlja podsustav koji je neovisan o ostatku bušnog vretena u smislu pogonjenja. Prema [16], hidraulička energija isplačnog toka, pretvara se u mehaničku energiju pomoću posebne izvedbe motora, odnosno izvedba rotora i statora motora ili pomoću turbine. Pod pritiskom isplake, rotor se pokrene, te na taj način omogućuje prolaz isplaci. Okretanje rotora prenosi se na dlijeto, a cirkularni tok, pored spomenute funkcije, s dna bušotine odstranjuje odlomljene krhotine stijene. Motor bušilice ne propušta isplaku (ne okreće se), ako nije pod pritiskom isplake, stoga je potrebno isplaku, tj. njen protok regulirati pomoću ventila. Kako se količina utiskivane isplake povećava, tj. povećava se njen protok, pri pokretanju bušilice, povećava se i opterećenje na dlijeto. Pored opterećenja, povećava se zakretni moment i pad tlaka. Ukoliko se pad tlaka poveća iznad određene, dopuštene vrijednosti, bušilica se zaustavlja, a opisana pojava je u nadzoru registrirana kao naglo povećanje tlaka isplačnog toka. Sukladno navedenom, da bi se spriječilo oštećenje bušilice (do kojeg može doći ako opterećenje dosegne vrijednost višu od dopuštene vrijednosti), treba smanjiti opterećenje na dlijeto na početku, ako se u nadzoru registrira naglo povećanje tlaka toka isplake. Moment okretanja bušilice, tijekom rada, izravno je proporcionalan povećanju otpora protjecanju isplake kroz bušilicu.

Brzina okretanja bušilice, ovisi isključivo o volumenu protiskivane isplake (ne o veličini momenta okretanja), tj. brzina okretanja se ne mijenja ako se promjeni veličina momenta [16].

Opisani model dlijeta je poslužio kao primjer koji se može uklopiti u regulaciju isplačnog sustava. Važnost regulacije isplačnog sustava, tj. protoka isplake kroz bušno postrojenje, nije manja ako je u sustavu primjenjeno bušenje gdje se dlijeto, stabilizatori i teške cijevi promatraju kao jedna masa, odnosno ako se dlijeto pogoni motorom preko cijevi (bušnog vretena).

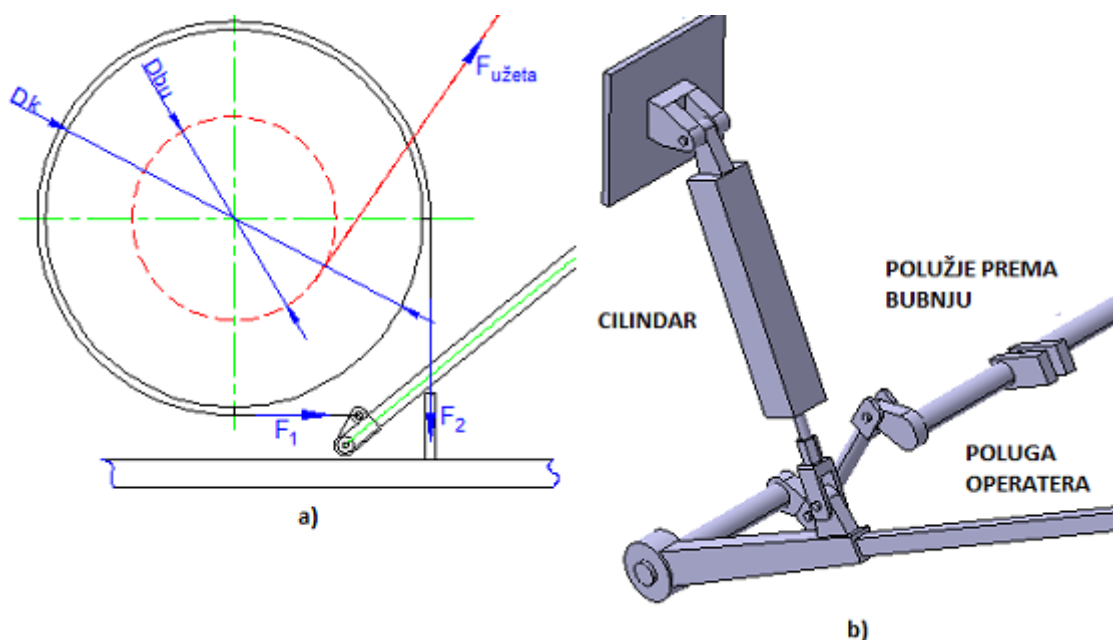
3.3. Upravljanje kočionim sustavom dizalice bušnog vretena

Kao što je spomenuto u Poglavlju 2.4, pogon dizalice bušnog vretena može biti izveden pomoću elektromotornog servopogona ili pomoću izravnog pogona (eng. *Direct Drive*), gdje pogon, kao takav, može istovremeno imati ulogu kočionog sustava i sustava spuštanja i podizanja (dizalice bušnog vretena). Kako bi se povećala sigurnost u potpunom podsustavu, u ulozi kočenja postoje implementirane i mehaničke kočnice, kao što su tarne ili disk kočnice i pojasne kočnice. Podsustav kočenja se, također, može promatrati kao zaseban sustav koji zahtjeva određeni stupanj regulacije. Regulacija kočionog sustava mehaničke kočnice, koja je u sustavu kao dodatno osiguranje, realizirano je preko regulacije pridodanog pneumatskog aktuatora, odnosno cilindra pomoću kojeg se ostvaruje sila na polugu pojasnih

kočnica. Prilikom kočenja, operater vrši pritisak na polugu brzinom koja zahtijeva određeni iznos protoka fluida / zraka kroz ventil koji se koristi. Prema [22], protok, koji zahtjeva aktuator, odnosno cilindar dan je sljedećim izrazom:

$$Q_p = A_c \cdot v_{bp} \quad (3.34)$$

Slika 3.8 prikazuje model pojasne kočnice i prijedlog implementacije pneumatskog cilindra u mehanički sustav [22]:



Slika 3.8: a) Model pojasne kočnice ; b) Sustav sa implementiranim cilindrom

Dotična izvedba predstavlja regulaciju u elektropneumatskom sustavu. Prema [22], pneumatskim cilindrom može se upravljati pomoću pneumatskog proporcionalnog tlačnog regulatora, prikazanog Slikom 3.9, a koji daje izlazni tlak u ovisnosti o iznosu privedenog referentnog električkog signala. Tlačni regulatori nastali su objedinjavanjem funkcija klasičnog tlačnog regulatora i elektromagnetskog

ventila. Koriste senzore tlaka za ostvarivanje povratne veze, držeći tlak proporcionalan referentnom strujnom signalu.



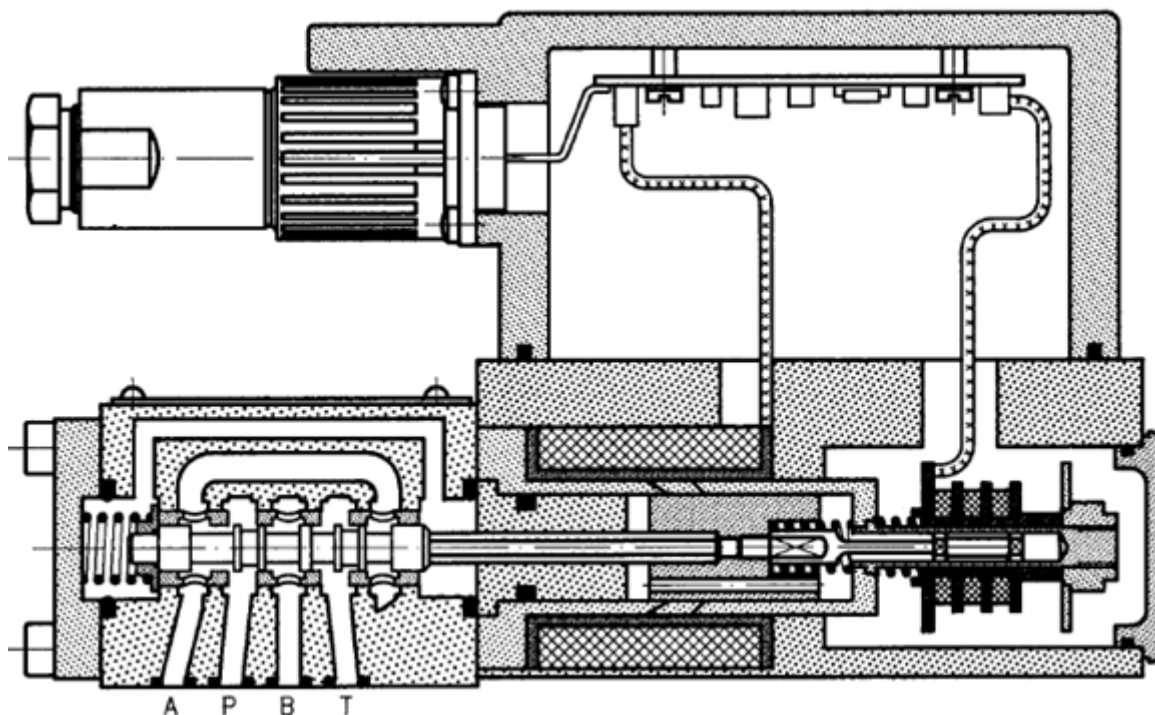
Slika 3.9: Pneumatski proporcionalni tlačni regulator

Prijenosna funkcija sustava koji pokazuje ovisnost tlaka o ulaznoj struji, dana je sljedećim izrazom [22]:

$$G_{pv}(s) = \frac{p(s)}{i(s)} = \frac{K_p}{T_p s + 1} \quad (3.35)$$

gdje je T_p vremenska konstanta, a K_p predstavlja pojačanje ventila koja je određena iz statističke karakteristike koja je svojstvena odabranom modelu ventila.

Prema [22], ponuđena je i alternativa tlačnom proporcionalnom regulatoru, a odnosi se na proporcionalni servoventil, prikazan Slikom [3.10](#).



Slika 3.10: Proporcionalni servoventil

Servoventili omogućuju da se sa velikim inercijskim opterećenjima upravlja uz visoku točnost, veliku brzinu odziva i velika pojačanja snage. U konkretnom slučaju, upravlja se protokom zraka u komori aktuatora, odnosno cilindra. Proporcionalni servoventil funkcionira na sljedećem principu: kako se povećava ili smanjuje napon, proporcionalno se povećava ili smanjuje otvor protjecanja zraka kroz ventil, pa time i kroz komoru aktuatora, odnosno cilindra. Prijenosna funkcija servoventila je dana sljedećim izrazom [2]:

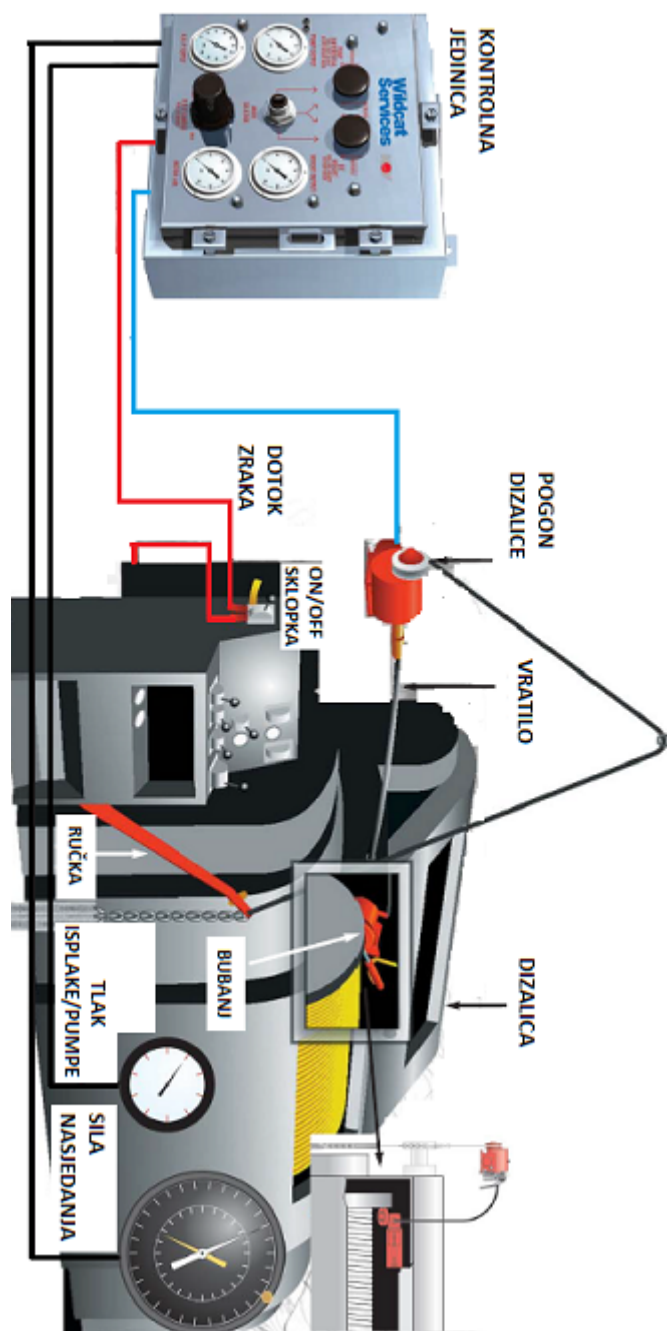
$$G_{sv}(s) = \frac{y_u(s)}{i(s)} = \frac{k\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta_n\omega_n s + \omega_n^2} \quad (3.36)$$

gdje je y_u pozicija servoventila, i ulazna struja, k koeficijent pojačanja servoventila, ω_n vlastita frekvencija servoventila, a ζ_n koeficijent prigušenja servoventila.

Prema [22], tlačni proporcionalni ventil načelno može zadovoljiti zahtjeve, odnosno traženu funkciju upravljanja silom na poluzi, ali zbog realnih ograničenja takvih ventila (dinamika odziva tlaka), preporuča se primjena proporcionalnog servoventila. Proporcionalni servoventil ostvaruje razmjerno dobru dinamiku, tj. brz odziv tlaka u cilindru u režimu malih signala (vrijeme odziva ispod 0.15s). Vrijeme odziva tlaka raste proporcionalno s volumenom cilindra, te je dinamika kočnice proporcionalna dinamici odziva tlaka u aktuatoru, tj. cilindru [22].

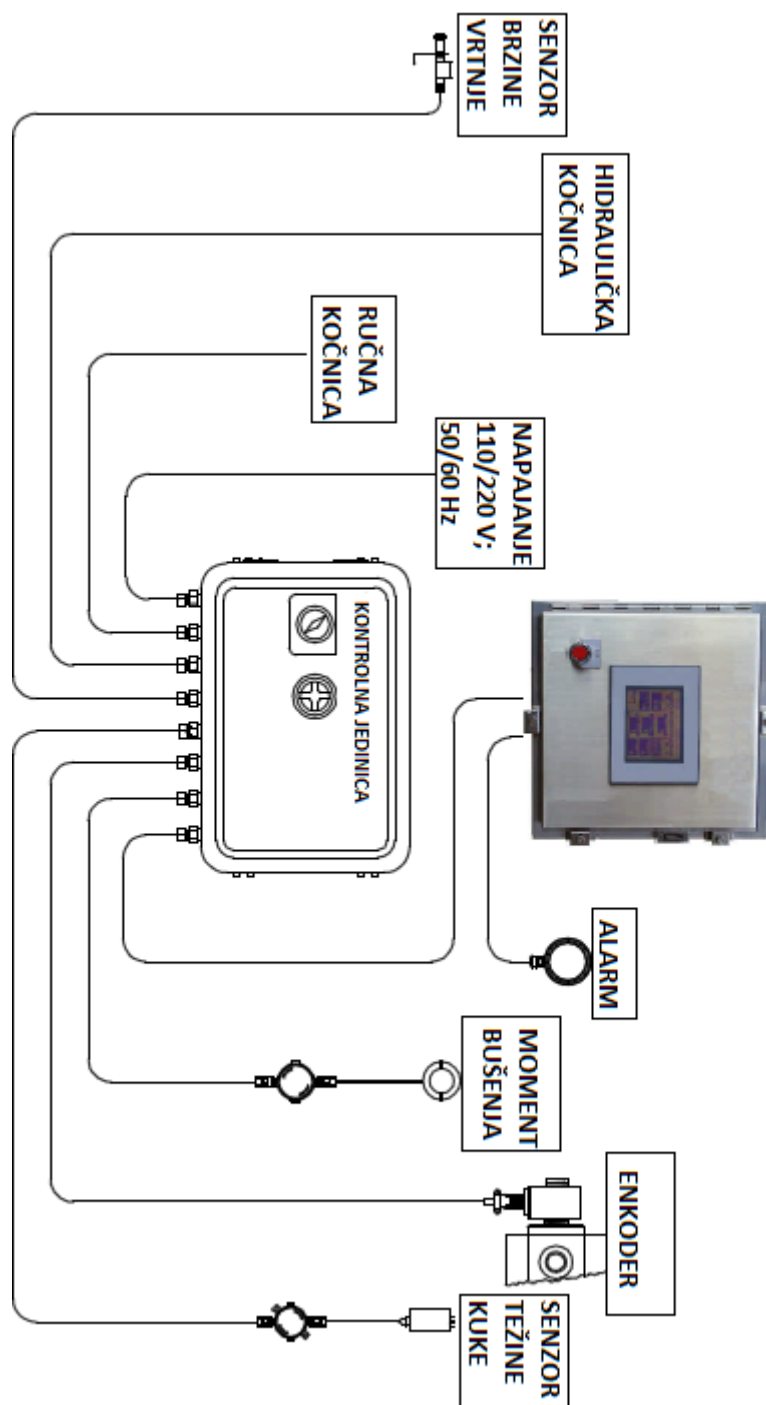
Prema [24], regulacija kočionog sustava dizalice bušnog vretena, te istovremena, precizna kontrola sile nasjedanja je izvediva preko kontrole i regulacije tlaka, tj. kontrolom diferencijalnog tlaka Δp . Sustav je prikazan Slikom 3.11.

Prikazani sustav karakterizira reduciranje vibracija na bušnom vretenu, smanjenje devijacije putanje bušenja, te povećanje stupnja prodiranja prilikom procesa bušenja. Sustav osigurava konstantnu silu, te pravovremeno kočenje i otpuštanje/podizanje uslijed dosezanja kritične, granične sile, zaglavljivanja dlijeta ili nedovoljnog protoka isplake, osiguravajući na taj način optimalni rad prilikom procesa bušenja.



Slika 3.11: Prikaz sustava za upravljanje i regulaciju dizalice bušnog vretena prema [24]

Pored navedenih rješenja, postoje i druge izvedbe upravljanja kočionog sustava dizalice bušnog vretena, koje koriste hidrauličke kočnice. Slika 3.12 prikazuje sustav za upravljanje i regulaciju rada dizalice bušnog vretena, prema [25].



Slika 3.12: Prikaz sustava za upravljanje i regulaciju dizalice bušnog vretena prema [25]

Prikazani sustav karakterizira povećanje trajnosti dlijeta, poboljšane karakteristike prodiranja, digitalna kontrola sile nasjedanja,

sigurnosni sustav kočenja (primjenjiv na tarne kočnice i pojasne kočnice; hidrauličke kočnice), te mogućnost kontrole bušenja i ispravljanje u pravilnu putanju bušenja, kada parametri brzine vrtnje i momenta bušnog vretena nisu optimalni.

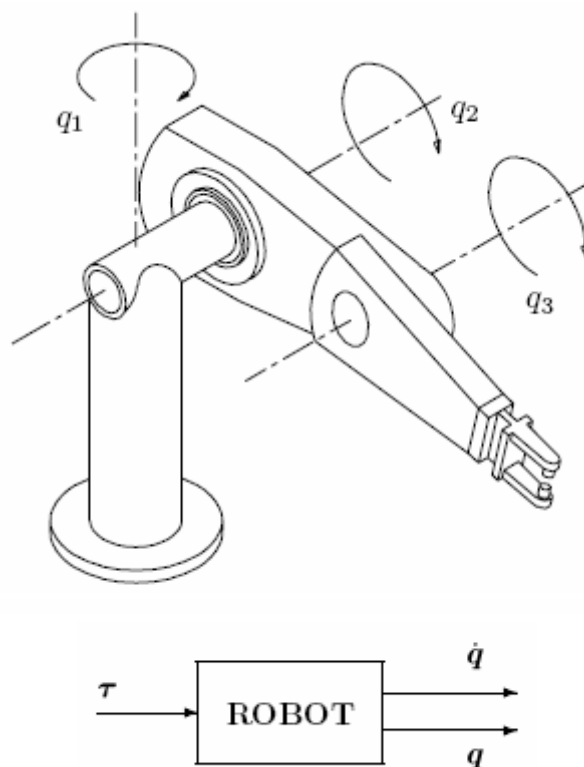
Elektronika implementirana u sustav omogućuje kontrolu sile nasjedanja u širokom rasponu radnih uvjeta bušenja, te pruža mogućnost pravovremenog kočenja. Kako bi kočioni sustav parametre bušenja ispravljao, potrebno je podesiti referentne vrijednosti težine bušaće kuke, granične sile nasjedanja i stvarne sile nasjedanja. Sustav pruža povećanje stupanja prodiranja prilikom bušenja, a istovremeno se povećava trajnost bušnog vretena i dlijeta.

3.4. Upravljanje automatiziranim manipulatorima za dodavanje i pričvršćivanje bušnih cijevi

U ovom dijelu rada, dan je načelni pregled regulacije i upravljanja, posebnog, neovisnog podsustava, a radi se o automatiziranim manipulatorima za dodavanje i pričvršćivanje bušnih cijevi, prikazanim Slikom 2.25. Kao što je navedeno, manipulator se može promatrati kao robot RRR strukture, koji je prikazan Slikom 2.26. Sukladno navedenom, prema [17], matematički model manipulatora je predstavljen sljedećim izrazom:

$$M(q)\ddot{q} + C(q, \dot{q})\dot{q} + g(q) = \tau \quad (3.37)$$

gdje τ predstavlja vektor opterećenja, tj. vektor vanjskih sila i momenata. Veličine izraza (3.37) su prikazane Slikom 3.13



Slika 3.13: Izometrijski prikaz manipulatora i pripadajućih odnosa veličina iz izraza (3.37)

U standardnim izvedbama, regulacija automatiziranih manipulatora se odvija preko konvencionalnih PD i PID regulatora. Osnovni razlog primjene navedenih regulatora je njihova jednostavnost i relativno zadovoljavajuće performanse u izvršavanju određenih upravljačkih zadataka.

PD regulator je jednostavan sa aspekta implementacije i analize stabilnosti, čiji je upravljački algoritam, tj. zakon upravljanja, dan

izrazom, prema [17]:

$$u = -K_P \bar{q} - K_D \dot{\bar{q}} \quad (3.38)$$

gdje je $\bar{q} = q - q_d$ odstupanje od referentnog stanja, a q_d željeno referentno stanje. U slučaju konstantnog referentnog stanja vrijedi $\dot{\bar{q}} = \dot{q}$ i derivacijski član se može protumačiti kao umjetno (virtualno) trenje kojim se mogu regulirati performanse poput brzine odziva i regulacijskog preskoka. S PD regulatorom, moguća je asimptotska regulacija samo za manipulatore s gibanjem u horizontalnoj ravnini. Ako se PD regulator primjeni na manipulatoru s rotacijskim stupnjevima slobode gibanja u vertikalnoj ravnini, prisutno je trajno regulacijsko odstupanje. U slučaju da postoji potreba za manipulatorom koji imaju radni prostor i u vertikalnoj ravnini (uz horizontalnu), potrebno je PD regulatoru dodati integracijsko djelovanje. PID regulator, čiji je upravljački algoritam, odnosno zakon upravljanja, prikazan sljedećim izrazom [17] i dalje predstavlja relativno jednostavnu strukturu za implementaciju:

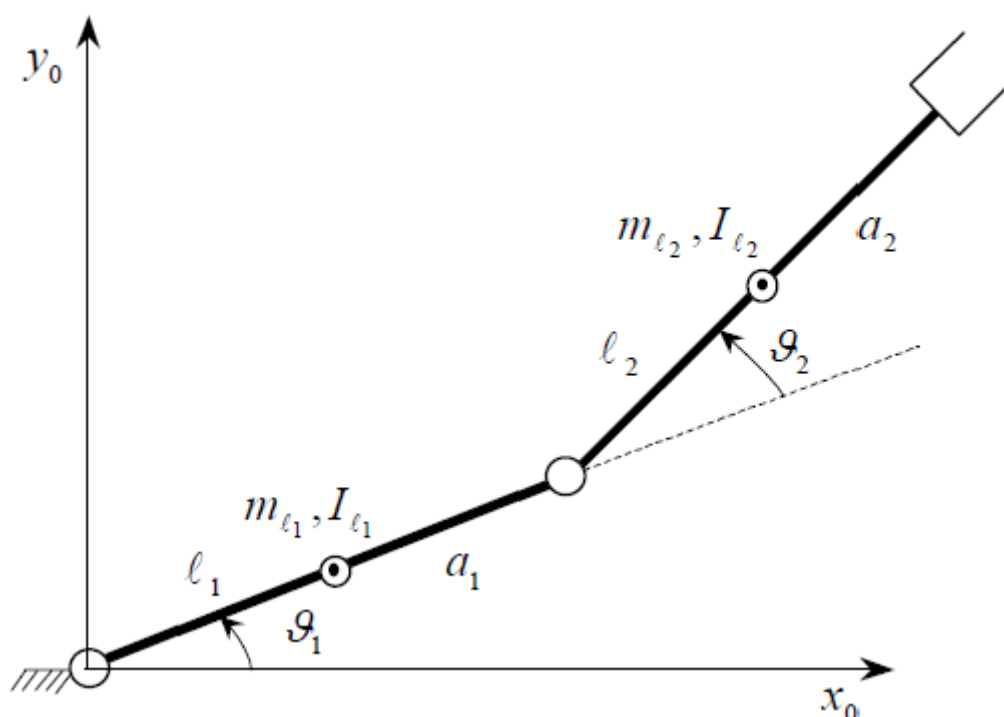
$$u = -K_P \bar{q} - K_D \dot{\bar{q}} - K_I \int_0^1 \bar{q}(\tau) d\tau \quad (3.39)$$

Problem PID regulatora je nemogućnost asimptotskog praćenja vremenski promjenjivog stanja.

Budući da bušaće postrojenje predstavlja složenu strukturu, teži se pojednostavljenju određenih segmenata, tj. podsustava u smislu upravljanja i regulacije. Sukladno navedenom, nastoji se ponuditi

jednostavnije rješenje za podsustav koji zaokružuje automatizirane manipulatore, koji imaju ulogu asistiranja u procesu bušenja. Kako bi se pojednostavnio kompletan proces upravljanja dotičnog podsustava, potrebno je analizi modela manipulatora pristupiti iz jednostavnije perspektive. Mehanička struktura ili manipulator sastoji se od niza krutih segmenata povezanih pomoću zglobova. Pokretljivost manipulatora, tj. operacijski prostor u kojem djeluje, je ograničen brojem i vrstom zglobova koji povezuju krute segmente. Pogonska struktura je definirana pomoću aktuatora koji postavljaju manipulator u određenu poziciju pokretanjem zglobova. U ulozi aktuatora se mogu pojaviti električni motori ili servopogoni, hidraulički i pneumatski motori. Za potrebe rada, razmatrat će se električni pogon u ulozi aktuatora zglobova manipulatora, jer postoji jednostavno rješenje za regulaciju i upravljanje manipulatorom, što je, u krajnjoj liniji, cilj.

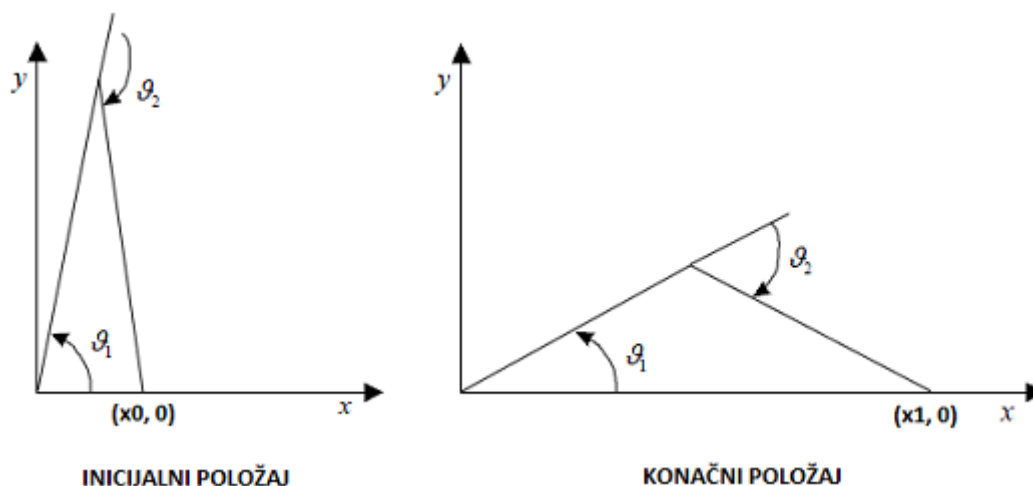
Kako bi se podsustav pojednostavnio, model automatiziranog manipulatora je promatran kao dvoplanarni, tj. dvosegmentni planarni robotski manipulator čiji su zglobovi pogonjeni istosmjernim motorima, prikazan Slikom 3.14.



Slika 3.14: Prikaz dvosegmentne planarne robotske strukture

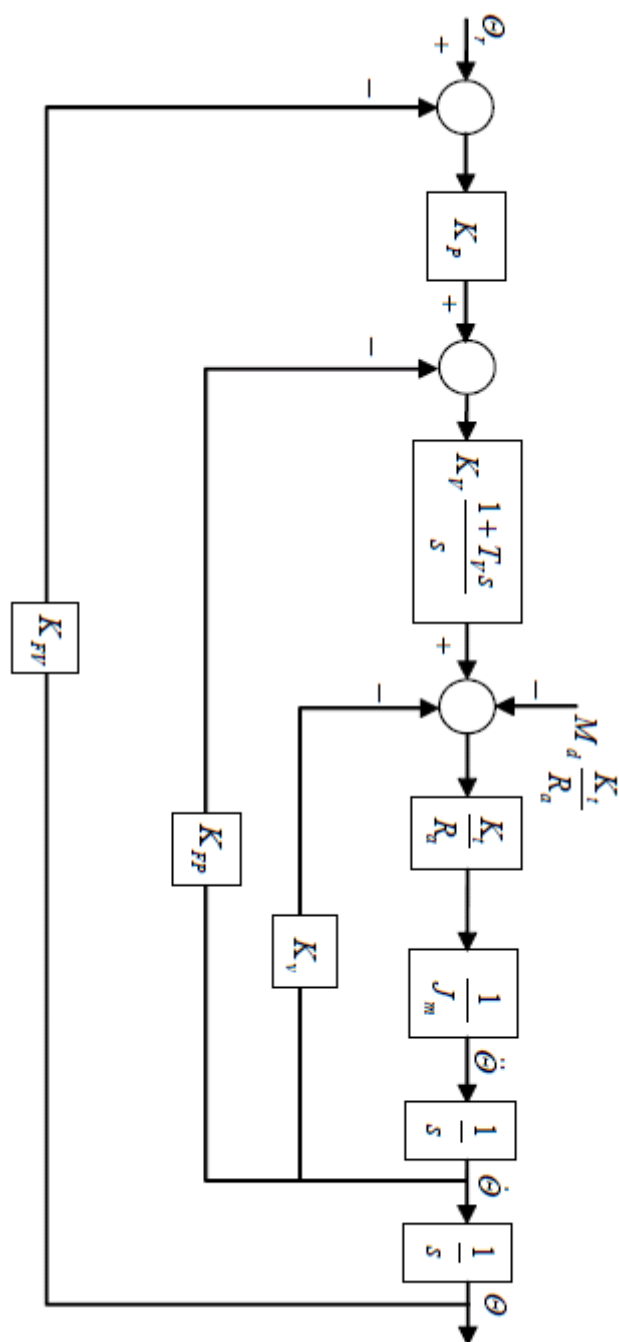
Slika 3.15 predstavlja profil koji opisuje gibanje manipulatora u operacijskom prostoru, tj. u prostoru koji je potreban za asistiranje u procesu bušenja.

Prikazani profil kretanja se može primjeniti na automatizirane manipulatore prikazane Slikom 2.27 i Slikom 2.28. Problem upravljanja prethodno spomenutih automatiziranih manipulatora, sastoji se od određivanja sila i momenata na zglobovima manipulatora koji osigu-



Slika 3.15: Pretpostavljeno kretanje automatiziranog manipulatora za asistiranje u procesu bušenja

ravaju kretanje po željenoj (unaprijed utvrđenoj) putanji. U suštini, predstavljeni problem nije jednostavan jer je manipulator povezan sustav kod kojeg kretanje jednog segmenta utječe na kretanje drugih segmenata. Ako određeni zadaci zahtjevaju međudjelovanje između vrha manipulatora (alata) i okoline, problem upravljanja se znatno podiže na složeniju razinu jer treba uzeti u obzir i sile i momente na dodirnom mjestu (zavrtanje bušnih cijevi). Prema [23], na opisani sustav je moguće primjeniti kaskadni sustav regulacije položaja i brzine vrtnje zglobova robota. Osnovna regulacijska petlja položaja zglobova sa povratnom vezom po poziciji je prikazana Slikom 3.16, prema [23].



Slika 3.16: Kaskadna regulacijska petlja položaja zgloba robota s regulacijom pozicije i brzine vrtnje istosmjernog motora [23]

4. AUTOMATIZIRANI SUSTAV NAFTNOG BUŠENJA

U ovom poglavlju predlaže se načelno rješenje objedinjavanja (integracije) do sada opisanih mehatroničkih podsustava naftnog bušenja u jedinstveni sustav automatiziranog naftnog bušenja. Kako se radi o mehanički izrazito kompleksnom sustavu, učinkovitost takvog, potpuno automatiziranog sustava, ocijenit će se kvalitativno usporedbom sa tradicionalnim sustavom naftnog bušenja s niskom razinom integracije, gdje će se usporedba provesti obzirom na potencijal poboljšanja kvalitete procesa bušenja i jednostavnost izvedbe. Ovdje treba posebno napomenuti da će se razmatrati integracija mehatroničkih sustava za dva međusobno isključiva režima rada, a to su bušenje, te pripremne operacije i manipulacija bušačim cijevima. Navedeni pripadajući mehatronički sustavi razmotriti će se odvojeno.

Kao što je spomenuto, sustav naftnog bušenja predstavlja složeno naftno postrojenje, sa velikim brojem podsustava. Budući da svi, dosad navedeni mehatronički podsustavi sudjeluju u procesu bušenja, važno je napomenuti da oni ne rade svi istovremeno. Sukladno

navedenom, postoji grupa podsustava koja radi, odnosno koja je aktivna prilikom samog procesa bušenja, dok druga grupa mehatroničkih sustava radi samo kada je proces bušenja zaustavljen, odnosno kada se bušenje ne odvija. Drugim riječima, cijeli proces se može podijeliti na dvije etape:

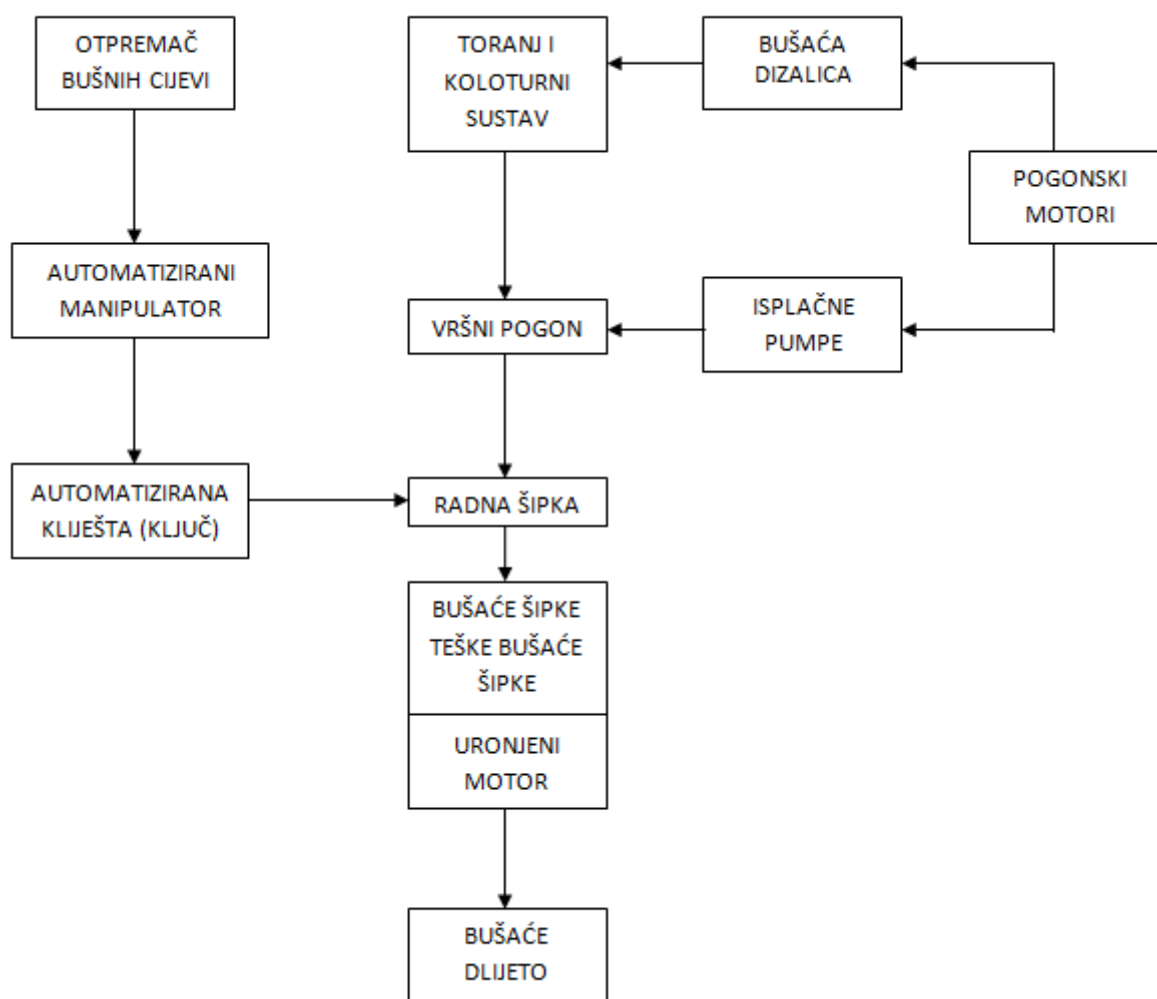
1.ETAPA - sustav odgovoran za bušenje i prodiranje kroz zemljinu površinu je aktivan, te se formira bušotina.

2.ETAPA - sustav odgovoran za bušenje je neaktivan, ne dolazi do daljnjeg prodiranja, ali je aktivan sustav za dodavanje i zavrtnje bušnih cijevi.

Navedene dvije etape se ponavljaju periodički, te je svaki ciklus vremenski određen. Zadatak je obje etape uskladiti kako bi sustav funkcionirao sinkronizirano, odnosno kako bi se etape naizmjenično i pravovremeno realizirale.

Zamišljeno rješenje, odnosno prijedlog sustava automatiziranog naftnog bušenja će, prije svega, biti temeljen na reduciranju broja elemenata koji se nalaze u sustavu. Iz dosadašnjeg pregleda, vidljivo je da su, uvođenjem novih segmenata neki elementi nepotrebni. Budući da se smanjuje broj elemenata u potpunom sustavu, smanjuje se potreba za održavanjem nekih dijelova, stupanj upravljanja i regulacije je pojednostavljen, te je jednostavnost izvedbe izražena. Bez posrednih elemenata, koji su izbačeni, kompletni sustav više nije na visokoj razini složenosti u odnosu na konvencionalnu

izvedbu. Sukladno shemi bušačeg postrojenja sa Slike 2.2, funkcionalna shema sustava automatiziranog naftnog bušenja prikazana je Slikom 4.1.

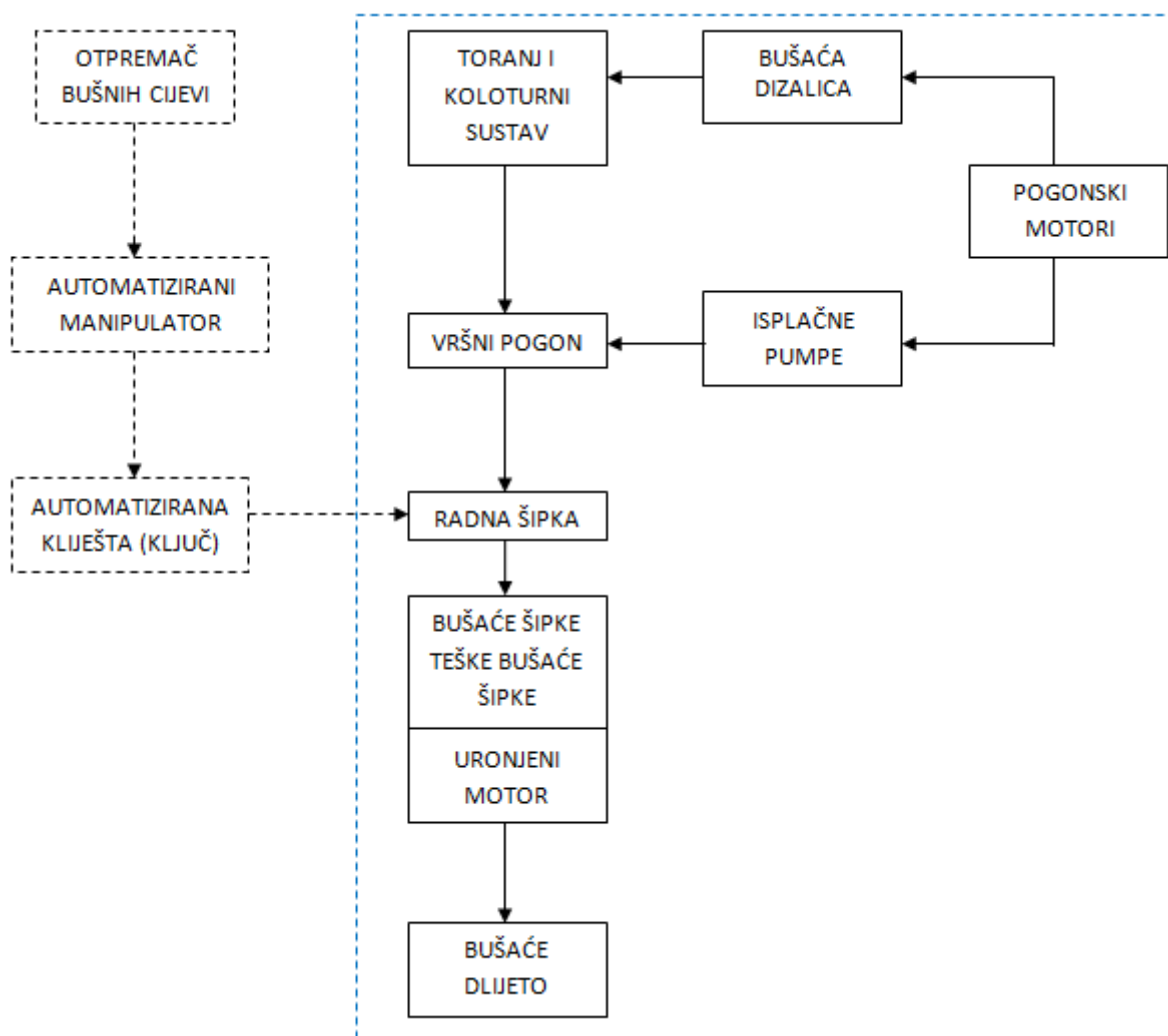


Slika 4.1: Funkcionalna shema sustava automatiziranog naftnog bušenja

Na Slici 4.1 shematski je prikazan kompletan sustav automatiziranog naftnog bušenja, tj. oprema koja je aktivna i u prvoj i u drugoj etapi. U nastavku će se dati detaljniji pregled svake etape posebno.

4.1. Prva etapa: rad sustava za bušenje

Prva etapa predstavlja fazu kada je proces bušenja aktivan. Oprema i podsustavi koji su aktivni u prvoj etapi odnose se na opremu i podsustave preko kojih je proces bušenja realiziran. Slika 4.2 prikazuje koja oprema je aktivna u prvoj etapi.



Slika 4.2: Funkcionalna shema sustava u prvoj etapi

Kao što je vidljivo na Slici 4.2, vidljiva je povezanost pojedinih podsustava. U prvoj etapi odvija se proces bušenja. Oprema i podsus-

tavi preko kojih je proces bušenja realiziran, sastoji se od pogonskih motora, isplčnih crpki, vršnog pogona, radne šipke, bušaćih šipki, teških bušaćih šipki, uronjenog motora i bušaćeg dlijeta. U odnosu na konvencionalno postrojenje, koje ima ulogu bušenja, prikazano Slikom 2.2, vidljivo je da je odabirom određenih podsustava, reduciran broj elemenata u cjelokupnom postrojenju. Smanjenjem broj elemenata, smanjuje se složenost sustava, odnosno u sustavu manji je broj elemenata koji zahtijevaju održavanje i manji je broj elemenata koji mogu otkazati. Jednostavnost izvedbe sustava, također olakšava upravljivost i regulaciju istog.

Kako bi proces bušenja bio realiziran, potrebno je, za početak definirati pogonsku komponentu. Pogonska komponenta, realizirana preko elektromotora, potrebna je u prvoj etapi, na tri mjesta: pogon bušaće dizalice, pogon isplčne crpke i pogon bušnog vretena, odnosno vršni pogon. Kako je cilj rada predložiti što jednostavniju izvedbu sustava automatiziranog naftnog bušenja, odabrane su identične pogonske komponente za pogon bušaće dizalice, pogon isplčnih pumpi i vršni pogon. Pogon koji je odabran, opisan je u Poglavlju 2.3, a radi se o izravnom pogonu (eng. *Direct Drive*). Izbor spomenutog pogona je praktičan jer je, prije svega, u odnosu na konvencionalne pogone manjih dimenzija, a u mogućnosti je ispuniti režime rada i zahtjeve procesa.

Kao što je spomenuto, izravni pogon, odnosno momentni motor se može koristiti na tri lokacije u sustavu kao pogonska komponenta:

ISPLAČNE PUMPE - Izravni pogon (eng. *Direct Drive*) u ulozi pogonske komponente isplačne crpke može biti praktičan ukoliko crpka zahtijeva sporohodni pogon, jer postoji mogućnost direktnog spajanja osovine motora na sustav isplačne crpke, a samim time se izostavljaju transmisijski elementi, poput reduktora. Upravljanje motorom se odvija preko tranzistorskog frekvencijskog pretvarača (*PWM*), a regulacija je izvediva preko kaskadne strukture, odnosno regulacije kruga struje i brzine vrtnje.

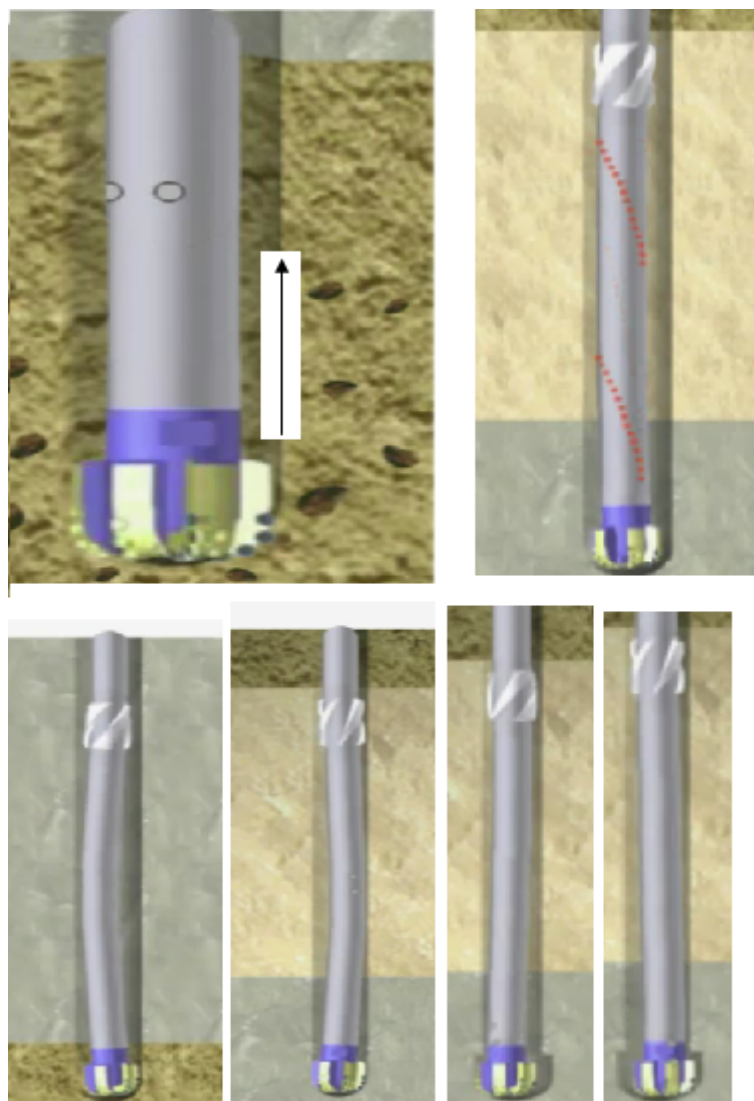
BUŠAČA DIZALICA - Momentni motor (eng. *Torque Motor*) u ulozi pomoćne pogonske komponente bušaće dizalice je također dobro rješenje ukoliko se prigradi na reduktor prema izlaznoj osovini pogona dizalice. Upravljanje je analogno prethodnom slučaju, s time da je u ovom slučaju pogodno zatvoriti i regulacijsku petlju pozicije, čime je moguće posredno upravljati vertikalnim položajem vršnog pogona, odnosno silom nasjedanja i brzinom prodiranja alata bez korištenja mehaničke kočnice (a koja može zadržati sigurnosnu ulogu).

VRŠNI POGON - Izravni pogon (eng. *Direct Drive*) u ulozi vršnog pogona predstavlja praktično rješenje, jer za razliku od klasičnih pogona s reduktorom na izlazu (eng. *Geared Drive*), ne zahtijeva isti. Također je iz sustava moguće izbaciti vrtaći stol (slično kao i nakon uvođenja klasičnog vršnog pogona), jer izravni pogon prenosi

rotacijsko gibanje i moment direktno na bušno vreteno. Izostavljanjem vrtaćeg stola, sustav je reduciran za cijelu jednu granu u shematskom prikazu sklopova, na Slici 2.2, te je time pojednostavljen u odnosu na konvencionalni pristup. Upravljanje i regulacija vršnog pogona, odnosno motora, također je izvediva preko kaskadne regulacije i pomoću tranzistorskog (ili kod većih snaga, tiristorskog) frekvencijskog pretvarača. Također treba spomenuti, da izborom izravnog pogona, isplačna glava predstavlja suvišnu komponentu, jer konstrukcija pogona omogućuje izravan protok isplačnog fluida kroz šuplje vratilo sve do opreme koja se nalazi u podzemnom postrojenju.

Zaključno, izborom izravnih pogona (eng. *Direct Drive*), te momentnih motora kao pogonskih elemenata, ostvarena je mogućnost da se u sve pogone implementiraju isti ili slični regulacijski algoritmi, te je na taj način olakšan dizajn sustava regulacije pogonskih elektromotora.

Problem predstavlja oprema koja se nalazi u podzemnom dijelu, koja zapravo diktira način rada nadzemne opreme. Kao što je ranije spomenuto, na bušnom vretenu, koje pripada podzemnoj opremi, su prisutne torzijske, lateralne i aksijalne vibracije čija prisutnost često rezultira oštećenjem opreme, savijanjem i uvijanjem, te konačno lomom bušaćih šipki ili oštećenjem bušaćeg dlijeta. Slika 4.3 prikazuje moguće posljedice, odnosno oštećenja na opremi i ponašanje bušnog vretena koje su rezultat prisutnih vibracija.



Slika 4.3: Ponašanje bušnog vretena i posljedice uslijed prisutnih vibracija

Pravilnom regulacijom rada bušnog vretena, odnosno aktivnim prigušenjem vibracija koje su prisutne u bušnom vretenu, moguće je produljiti vijek trajanja opreme, te samim time reducirati mogućnost potencijalnog kvara ili oštećenja. Regulacija bušnog vretena sa ciljem prigušenja vibracija, predstavlja problematični segment upravljanja i regulacije procesa bušenja, odnosno radi se o složenom postupku optimizacije rada opreme u procesu bušenja. Kako bi se postupak pojednostavnio, postupak aktivnog prigušenja vibra-

cija će biti podijeljen na posebna dva sustava, koji će se parcijalno, odnosno posebno podešavati (neovisno jedan o drugome), ali istovremeno da regulacija poprimi oblik kaskadne strukture. Dva promatrana sustava su podijeljena na sljedeći način:

1. SUSTAV ZA REGULACIJU BRZINE VRTNJE BUŠNOG ALATA

S AKTIVNIM PRIGUŠENJEM - dotični sustav se odnosi na regulaciju brzine vrtnje bušnog alata s aktivnim prigušenjem, odnosno, zakretnog momenta koji se prenosi na bušaću dlijeto, T_{OB} . Regulacija dotičnog sustava predstavlja nižu kaskadu. Kao što je ranije spomenuto, PIm regulator, koji pomoću *Luenberger – ovog* estimatora procjenjuje potrebne varijable, predstavlja zadovoljavajuće rješenje. Primjenom spomenute metode regulacije, realizirano je efektivno prigušenje torzijskih vibracija, odnosno *stick – slip* efekta, dok je odabrana metoda istovremeno dovoljno jednostavna da se može implementirati u klasičan industrijski mikrokontroler (*PLC*).

2. PODSUSTAV ZA REGULACIJU SILE NASJEDANJA - dotični

sustav se odnosi na regulaciju i održavanje optimalne sile nasjedanja, W_{OB} . Regulacija dotičnog sustava predstavlja višu kaskadu u odnosu na prethodni sustav, a odgovarajuća regulacija rezultira prigušenjem lateralnih i aksijalnih vibracija. Za regulaciju sile nasjedanja, potrebno je, kao što je ranije spomenuto, uzeti u obzir i bušaću dizalicu. Regulacija sile nasjedanja načelno je izvediva pomoću regulatora varijabli stanja. Potrebne vrijednosti parametara,

kao što su brzina vrtnja, težina kuke, moment bušenja, granična i stvarna sila nasjedanja, direktno mogu biti očitana pomoću senzora uz primjenu sustava prikazanog Slikom 3.12, što ujedno olakšava upravljanje i regulaciju dotičnog sustava.

Važno je naglasiti da se podešavanja za spomenuta dva sustava vrše prije početka rada. Potrebno je uskladiti rad oba sustava, te jednom kada su podešeni, puštaju se u rad.

Potencijalni problem, koji je i dalje prisutan, odnosi se na *back – spinning* efekt, koji može rezultirati oštećenjima na vršnom pogonu. *Back – spinning* efekt je prisutan kada se bušaće dlijetu zaglavi, uslijed ograničenja kočionog režima tranzistorskog frekvenzijskog pretvarača i *stick – slip* efekta na strani alata. Kada vršni pogon dosegne granični moment u režimu rada, počinje usporavati sve dok se smanjuje zalet, odnosno inercija motora koja nastavlja pogoniti bušno vreteno. Motor, također, zbog brzog PI regulatora, brzo dosegne referentnu vrijednost brzine vrtnje. Nakon što brzina vrtnje dosegne vrijednost nula i postupno poprimi negativnu vrijednost ($\omega_1 < 0$), bušno vreteno započinje kočenje sa ograničenim momentom kočenja. Budući da moment kočenja bušnog vretena prelazi preko granične vrijednosti momenta kočenja motora, dolazi do naglog povećanja smanjenja brzine vrtnje motora, koje rezultira visokim vrijednostima negativne brzine vrtnje motora, odnosno intervalom *back – spinning* efekta. Nakon ponovnog povećanja brzine vrtnje motora, kada je ponovo u radnom režimu, dolazi do istog

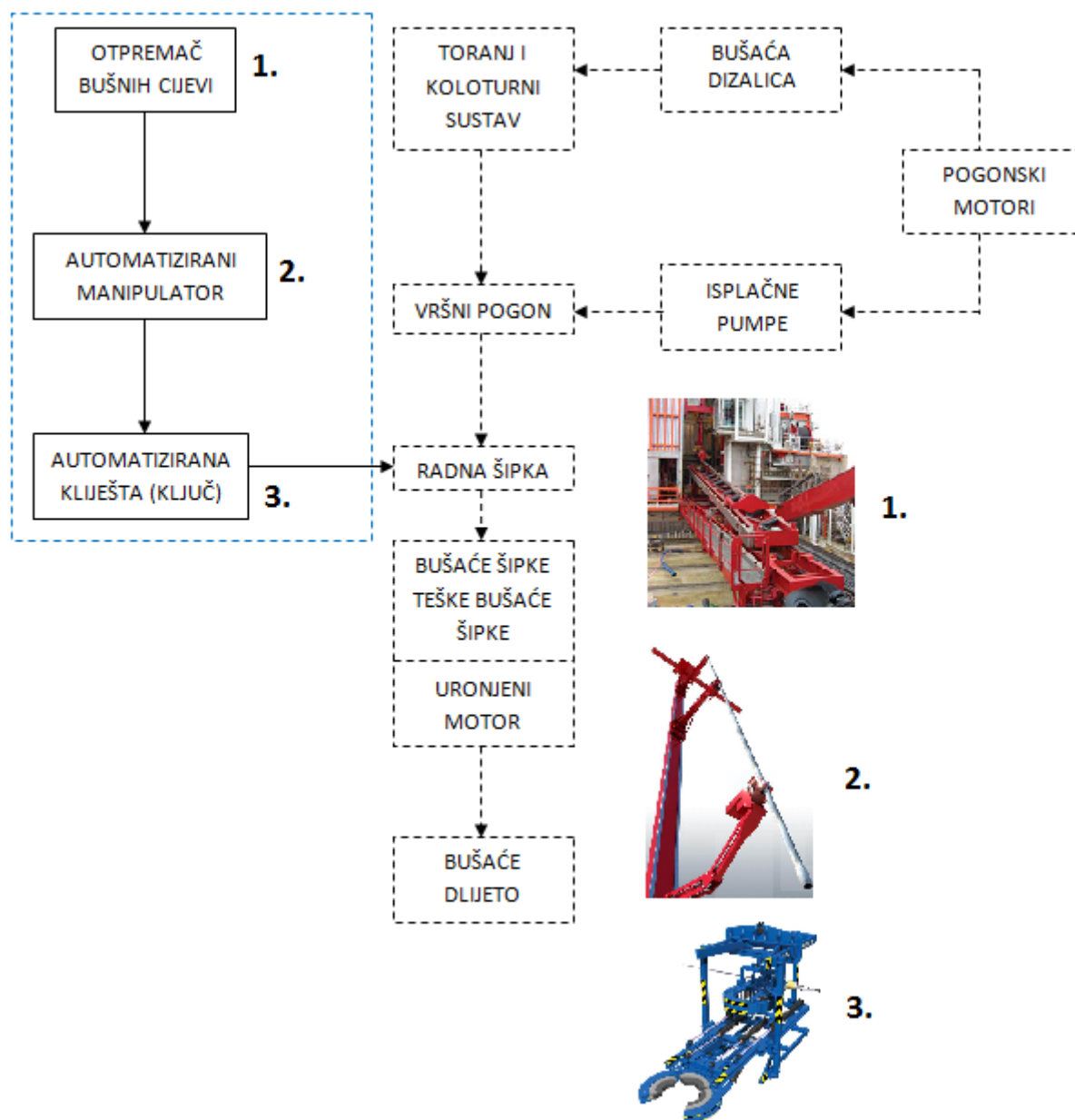
efekta, te se na taj način *back – spinning* efekt periodički ponavlja. Kao što je vidljivo iz navedenog, veličina koja utječe na pojavu *back – spinning* efekta, koja je podložna regulaciji je brzina vrtnje motora ω_1 . Načelno rješenje može biti realizirano kroz pravovremenu reakciju bušaće dizalice, odnosno kada brzina vrtnje motora ω_1 , koju je moguće pratiti preko senzora koji se nalazi u sustavu bušaće dizalice, prikazano Slikom 3.12, počne padati prema vrijednosti nula i poprimi negativnu vrijednost, bušaća dizalica reagira na način da podigne bušaće dlijeto s dna bušotine, te na taj način onemogući pojavu zaglavljivanja bušaćeg dlijeta.

Podsustav, koji je također aktivan većinu vremena u ovoj etapi, je isplačni sustav. Potrebna količina toka isplake u sustavu je osigurana potrebnom brzinom vrtnje isplačne crpke. Potrebna brzina vrtnja isplačne crpke je regulirana preko brzine vrtnja izravnog pogona koji pogoni isplačnu crpku, a regulacija brzine vrtnje izravnog pogona se vrši preko konvencionalne kaskadne regulacije (druga kaskada) elektromotora izravnog pogona.

Opisani rad podsustava obuhvaća rad u prvoj etapi. U nastavku će se dati pregled rada u drugoj etapi.

4.2. Druga etapa: rad perifernog sustava

Nakon određenog vremena, proces bušenja se zaustavlja, te sustav automatiziranog naftnog bušenja prelazi u drugu etapu. Slika 4.4 prikazuje funkcionalnu shemu sustava koji je aktivan u drugoj etapi.



Slika 4.4: Funkcionalna shema sustava u drugoj etapi

Kao što se vidi na Slici 4.4, u drugoj etapi je aktivna oprema koja nije bila aktivna u prvoj etapi, a oprema iz prve etape je u ovoj fazi neaktivna, odnosno proces bušenja je obustavljen. Kada je proces bušenja obustavljen, a ne radi se o oštećenju na opremi, obavljaju se operacije koje su ključne za nastavak procesa bušenja, odnosno ponavljanja prve etape, a radi se o dodanju bušaćih cijevi. Drugim

riječima, druga etapa predstavlja fazu kada se, za nastavak bušenja, javi potreba za dodavanjem bušaćih cijevi.

Druga etapa predstavlja znatno jednostavniju etapu, iz aspekta upravljanja i regulacije opreme. Druga etapa predstavlja rad opreme, koja se ne nalazi u teškom režimu rada, te je samim time reducirana mogućnost potencijalnog oštećenja opreme koja je aktivna u drugoj etapi. Druga etapa se, načelno sastoji od tri koraka, koji su sa pripadajućim podsustavima, prikazani na Slici 4.4:

PRVI KORAK - u prvom koraku, automatizirani otpremač dostavlja potrebne bušace cijevi, te ih na kraju iz horizontalnog položaja okreće u vertikalni položaj.

DRUGI KORAK - u drugom koraku, bušace cijevi, koje su pomoću automatiziranog otpremača u prethodnom koraku postavljene u vertikalni položaj, preuzimaju automatizirani manipulatori (robotske ruke), koji su spojeni paralelno, te ih prinose kliještima / ključu na bušaćem podištu iznad otvora bušotine.

TREĆI KORAK - u trećem koraku, bušace cijevi koje dostavljaju automatizirani manipulatori, pozicioniraju se i stabiliziraju uz pomoć automatiziranih kliješta. Kada su bušace cijevi fiksirane u željenoj točki, izvršava se operacija zavrtnja, tj. dodavanja bušaćih cijevi na bušnu kolonu.

Kao što je vidljivo iz opisanog postupka, druga etapa je relativno

jednostavna iz aspekta regulacije, jer je potrebno samo održavati unaprijed određenu trajektoriju (koja je pravocrtna), kako bi se izvršilo točno pozicioniranje.

Kada je određena količina bušaćih cijevi dodana bušačkoj koloni, oprema u sustavu automatiziranog naftnog bušenja iz druge etape, ponovo prelazi u neaktivan status, te sustav ponovo započinje proces bušenja, odnosno sustav automatiziranog naftnog bušenja ponovo ulazi u prvu etapu, formirajući na taj način sustav koji je cikličke prirode.

5. ZAKLJUČAK

U ovom diplomskom radu dan je pregled modernih mehatroničkih sustava i pristupa regulaciji s ciljem poboljšanja tehnološkog procesa naftnog bušenja. U radu se najprije daje pregled mehatroničkih sustava, te mjernih sustava i sustava nadzora, a koji su sve više prisutni na naftnim bušaćim postrojenjima. U ulozi pogona ključnih mehatroničkih komponenti, kao što su isplačne crpke, vršni pogoni naftnog bušnog vretena te pogonski segment bušaće dizalice, u pravilu se primjenjuje regulirani elektromotorni pogon, odnosno elektromotorni servopogon. Pritom se u praksi i literaturi sve više susreću takozvani izravni pogoni opremljeni momentnim motorima, koji za razliku od konvencionalnih izvedbi, s brzohodnim motorima, odnosno reduktorima na izlazu, predstavljaju dobar izbor iz perspektive upravljanja i regulacije, te održavanja. Naime, izravni elektromotorni servopogoni su manjih dimenzija u odnosu na konvencionalne pogone, a ispunjavaju zahtjeve teškog režima rada, te se lakše integriraju u postrojenje. Pored elektromotornih servopogona, za primjene u sustavima bušaćih dizalica, vršnih pogona, te potencijalno pogona isplačnih crpki, u radu je još dan i pregled aktivnih i instrumentiranih alata, te automatiziranih manipulatora

koji sudjeluju u pripremnim radnjama neposredno prije i po završetku jednog ciklusa procesa bušenja. Prednosti aktivnih alata su dane kroz ilustrativni primjer radijalnog bušenja, kojime se proširuje područje dreniranja i povećanje efikasnost cjelokupnog procesa bušenja. Instrumentirani alati, s druge strane, opremljeni su različitim specijaliziranim senzorima, pomoću kojih je moguće dobiti trenutne podatke o, primjerice, sili nasjedanja, brzini vrtnje ili sastavu sloja Zemljine kore kroz koju bušilica u danom trenutku prodire. Automatizirani manipulatori, koji asistiraju pri dodavanju, zavrtaanju i odvrtaanju bušnih cijevi, omogućuju sigurniji rad jer se nalaze u opasnom radnom prostoru, a istovremeno omogućuju postizanje visoke preciznosti pozicioniranja i ponovljivost radnji.

U nastavku rada dan je pregled koncepata regulacije pojedinih mehatroničkih podsustava. Neke od najvećih problema u tehnološkom procesu naftnog bušenja predstavljaju prisustvo torzijskih, aksijalnih i lateralnih vibracija sustava bušnog vretena, te pojava hidrauličkih udara u sustavu cirkulacije isplake i aktivnim alatima zasnovanim na turbinskim hidrauličkim bušilicama. Iako postoji razmjerno veliki broj rješenja problema vibracija u literaturi, u radu je prikazan načelni pristup eliminaciji vibracija na primjeru torzijskih vibracija bušnog vretena primjenom konvencionalnog regulatora s estimacijom torzijskog momenta (tzv. PIm regulatora), a koji se može jednostavno implementirati u standardnom industrijskom kontroleru (PLC-u). Za prigušenje aksijalnih i lateralnih vibracija na bušnom vretenu prikazano je načelno rješenje sa regu-

latorom varijabli stanja, te pravovremenom reakcijom bušaće dizalice (podizanje/spuštanje), a koje također može doprinijeti prigušenju aksijalnih i lateralnih vibracija, uz mogućnost izbjegavanja tzv. *back – spinning* efekta (naglog odvrtanja bušaćih cijevi u uvjetima zaglavljivanja alata na dnu bušotine). Hidrauličke vibracije (udari) se prigušuju pravilnim upravljanjem (regulacijom) rada isplachne crpke, čiji je režim rada podređen radu elektromotornog servopogona bušnog vretena. Automatizirani manipulatori na bušaćim postrojenjima predstavljaju približno jednaku strukturu za upravljanja, jer baš kao i bušno vreteno mogu posjedovati više stupnjeva slobode gibanja. Zahtjevi koje navedeni manipulatori moraju ispunjavati su preciznost i ponovljivost pozicioniranja radnog mehanizma, gdje se opis kinematike manipulatora temelji na modelu industrijskog robota RRR strukture. Regulacija je realizirana preko kaskadnog upravljanja položaja zglobova robota s regulacijom pozicije i brzine vrtnje elektromotora, u ulozi aktuatora zglobova manipulatora.

Na kraju rada opisan je i predložen hipotetski model potpuno automatiziranog sustava naftnog bušenja, a koji se sastoji od prethodno opisanih mehatroničkih podsustava objedinjenih i međusobno sinkroniziranih u izvođenju radnih operacija. Integracija spomenutih mehatroničkih podsustava je rezultirala smanjenjem stupnja složenosti sustava, te izostavljanjem ljudskog faktora na mjestima gdje je kritična sigurnost odnosno performanse sustava bušenja i izmjene komponenti bušnog vretena. S takvim pristupom, postignuta je nešto složenija struktura sustava upravljanja, koji se sastoji od više

manjih, međusobno povezanih podsustava, a koji zahtijevaju jednostavnije upravljačke (regulacijske) algoritme. Rad predloženog sustava je podijeljen u dvije etape koje se odnose na karakteristične radne operacije: (i) rad sustava i opreme preko koje se realizira proces bušenja, te (ii) rad sustava i opreme koja asistira kada je proces bušenja obustavljen, odnosno potrebno je izvršiti zamjenu bušaćih cijevi ili alata. U normalnom procesu bušenja ove etape se ponavljaju periodički. Pravilnim upravljanjem i sinkroniziranjem ovih etapa, moguće je povećati stupanj sigurnosti rada sustava, a smanjena je i potreba za održavanjem (u slučaju ugradnje izravnih pogona), što ultimativno treba rezultirati većom efikasnošću i isplativosti procesa bušenja.

Predloženo hipotetsko rješenje potpuno automatskog sustava naftnog bušenja zbog nije podvrgnuto simulacijskim testovima koji bi potvrdili navedene pretpostavke. Stoga, navedene aktivnosti predstavljaju sljedeći logičan korak u budućem istraživanju na polju automatizacije tehnološkog procesa naftnog bušenja.

6. LITERATURA

- [1] Boris Kavedžija: *Predavanja TEHNIKE IZRADE BUŠOTINA*, digitalni oblik, <http://rgn.hr/~bkave/Materijali/1%20UVOD%20I%20dio.pdf>, Rudarsko-geološko-naftni fakultet, Zagreb, 2012.
- [2] Željko Šitum, Joško Petrić: *Predavanja iz kolegija PNEUMATIKA I HIDRAULIKA*, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, digitalni oblik, <http://zrno.fsb.hr/>, 2012.
- [3] *AkerSolutions Drilling technologies*, katalog tvrtke *AkerSolutions* u digitalnom obliku, 2011.
- [4] *Direct AC top drive drilling system*, katalog tvrtke *LEWCO* u digitalnom obliku, 2005.
- [5] *Drill-Force AC Drilling Motors*, katalog tvrtke *National OilWell Varco* u digitalnom obliku, 2010.
- [6] <http://sdvl.synthasite.com/index.php>, 2012.
- [7] <http://www.igsy.com/Drilling.aspx>, 2012.
- [8] Paul Bieniawski, Don Hinnens, Shola Okewunmi, Mathias Schlecht: *Automated Vertical Drilling System*, EnCana Gas Storage Inc., Essex Storage Services Inc., Kalyan C.S. Singamshetty, Al Trout Baker Hughes INTEQ, znanstveni članak, 2005.

- [9] *Eckel Product Catalogue*, katalog tvrtke *Eckel* u digitalnom obliku, 2012.
- [10] N.Mihajlović, A.A. van Veggel, N. van de Wouw, H. Nijmeijer: *Analysis of Friction-Induced Limit Cycling in an Experimental Drill-String System*, znanstveni članak, Eindhoven University of Technology, 2004.
- [11] www.fer.unizg.hr/_download/repository/UEMP_trenje2009.pdf, 2012.
- [12] Matija Krznar: *REGULACIJA ELEKTROMOTORNOG POGONA NAFTNOG BUŠNOG VRETENA*, Završni rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2009.
- [13] Danijel Valek: *AKTIVNO PRIGUŠENJE VIBRACIJA ELEKTROMOTORNOG POGONA NAFTNOG BUŠNOG VRETENA PRIMJENOM ESTIMATORA TORZIJSKOG MOMENTA*, Završni rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2009.
- [14] D. Pavković, J. Deur, A. Lisac: *A Torque Estimator-based Control Strategy for Oil-Well Drill-string Torsional Vibrations Active Damping Including an Auto-tuning Algorithm*, Control Engineering Practice, Vol. 19, No. 8, pp. 836-850, 2011.
- [15] Denis Kotarski: *REGULACIJA SILE NASJEDANJA NAFTNOG BUŠNOG VRETENA*, Diplomski rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2011.
- [16] Skupina autora: *Priručnik za duboko bušenje; Drugi dio*, INA-NAFTAPLIN, Zagreb, 1973.

- [17] Josip Kasać: *Vođenje tehničkih sustava*, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2007.
- [18] *WeatherFord Automated Rig Equipment*, katalog tvrtke *WeatherFord* u digitalnom obliku, 2012.
- [19] William C. Lyons, Gary J. Plisga: *Standard Handbook of Petroleum Natural Gas Engineering; Second Edition*, Elsevier Inc, 2005.
- [20] Kevin R. Williams, Alvie E. Howard Jr, Daniel F. McNease, Rudy Harris, Richard Bradley: *LOW SPEED AC MOTOR FOR DIRECT DRIVE APPLICATIONS*, United States Patent, 10. ožujak 2009.
- [21] <http://www.radcan.com/>, 2012.
- [22] Danijel Valek: *PROJEKTIRANJE SERVOPNEUMATSKOG AKTUATORA ZA UPRAVLJANJE KOČNICOM BUBNJA DIZALICE NAFTNOG BUŠNOG VRETENA*, Diplomski rad, Fakultet strojarstva i brodogradnje, Zagreb, 2012.
- [23] <http://www.etf.unsa.ba/>, 2012.
- [24] www.nov.com/mdtotco, 2012.
- [25] www.innelect.com, 2012.